

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

А. Н. СМОЛЕНСКИЙ

ПАРОВЫЕ И ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

Допущено

Управлением руководящих кадров и учебных заведений

Министерства тяжелого и транспортного машиностроения СССР

в качестве учебника для техникумов



МОСКВА «МАШИНОСТРОЕНИЕ» 1977

ОГЛАВЛЕНИЕ

Часть первая

ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ ТУРБИН

Глава 1. Основы теплоэнергетики	3
§ 1. Развитие теплоэнергетики (турбостроения)	3
§ 2. Термодинамические основы повышения экономичности тепло- энергетических установок	15
Глава 2. Преобразование энергии потока в лопаточном аппарате ступени	29
§ 3. Основы газодинамики сжимаемой жидкости	29
§ 4. Течение через сопла реальных потоков	37
§ 5. Преобразование энергии в каналах рабочих лопаток	50
Глава 3. Коэффициенты полезного действия ступеней турбины	67
§ 6. Потери в турбине	67
§ 7. Относительные к. п. д. ступеней	86
Глава 4. Многоступенчатые турбины	95
§ 8. Тепловой процесс расширения пара в турбине	95
§ 9. Выбор конструкции	103
§ 10. Предварительный тепловой расчет	111
§ 11. Детальный тепловой расчет	119
Глава 5. Газотурбинная установка	136
§ 12. Циклы и схемы	136
§ 13. Газовая турбина и воздушный компрессор	140

Часть вторая

КОНСТРУКЦИЯ И ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИН

Глава 6. Элементы статора	147
§ 14. Корпуса турбин	147
§ 15. Сопловые и направляющие аппараты, диафрагмы	168
§ 16. Уплотнения	183
§ 17. Подшипники	195
Глава 7. Элементы ротора	220
§ 18. Барабаны, диски и цельнокованные роторы	220
§ 19. Рабочие лопатки	242
§ 20. Вали	263
§ 21. Соединительные муфты и валоповоротные устройства	276
Приложение	282
Основныя сведения о влиянии температуры на физико-химические свой- ства металлов	282
Список литературы	287

6П2.23

С51

УДК 612. 165+621. 438 (075.3)

Рецензент инж. В. А. Тютюнов

Смоленский А. Н.

С51 Паровые и газовые турбины. Учебник для техникумов.
М., «Машиностроение», 1977.

288 с. с ил.

Учебник состоит из двух частей. В первой части рассмотрены схемы тепловых и атомных электростанций, газотурбинных и парогазовых установок, возможности повышения экономичности теплоэнергетических установок. Теория тепловых процессов и расчет элементов проточной части турбин в равной мере относятся к паровой и газовой турбинам.

Во второй части разбираются конструкции турбин, отдельные ее детали и узлы, приведены основные уравнения расчета отдельных элементов турбины, изложены требования, предъявляемые к материалам, идущим на их изготовление.

С 30303-159
038(01)-77 159-77

6П2.23

ИБ № 431

Алексей Николаевич СМОЛЕНСКИЙ

ПАРОВЫЕ И ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

Редактор издательства З. М. Гребенюк
Технический редактор Л. Т. Зубко
Корректор Ж. Л. Суходолова
Переплет художника Е. Н. Волкова

Сдано в набор 23/VII 1976 г.
Подписано к печати 25/XI 1976 г. Т-20833
Формат 60×90^{1/16}. Бумага типограф. № 3
Усл. печ. л. 18,375 (в т. ч. вкл. 0,375)
Уч.-изд. л. 20,0 (в т. ч. вкл. 0,46)
Тираж 11 000 экз. Заказ 1165 Цена 80 к.

Издательство «Машиностроение», 107865,
Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3

Ленинградская типография № 6
Союзполиграфпрома при Государственном
комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и
книжной торговли
193144, Ленинград, С-144, ул. Монсеенко, 10

С 30303-159
038(01)-77 159-77

© Издательство «Машиностроение», 1977 г.

Часть первая

ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ ТУРБИН

Глава
1

ОСНОВЫ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ

§ 1

РАЗВИТИЕ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ (ТУРБОСТРОЕНИЯ)

Паровые турбины. Паровая или газовая турбина — тепловой двигатель непрерывного действия, в лопаточном аппарате которого тепловая энергия пара или газа преобразуется в механическую энергию вращения ротора. Ротор турбины непосредственно соединен с ротором быстроходной машины — потребителя: генератором переменного тока, компрессором, насосом, воздуходувкой и т. д.

Паровая турбина экономично работает при высоких начальных параметрах пара и глубоком вакууме в выпускном пвтрубке, созданном конденсатором. На тепловых электростанциях с паровыми турбинами достаточно просто осуществляется совместная выработка тепловой и механической энергии с очень высоким коэффициентом использования теплоты топлива; пар на отопление и технологические нужды отбирается из промежуточных ступеней.

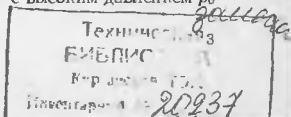
В 1884 г. Ч. Парсонс сконструировал паровую турбину реактивного типа, а в 1889 г. инженер Г. Лаваль изобрел турбину активного типа.

Первые модели одноступенчатых турбин Лавалья (рис. 1) активного типа имели мощность 5 л. с. при 30 000 об/мин, последующие 300—350 л. с. при 10 000 об/мин. Для понижения частоты вращения применялся редуктор. Эти турбины не получили распространения потому, что одна ступень не позволяла достичь большой мощности.

Пар в турбине Лавалья поступает через открытый при всех нагрузках стопорный клапан 1, который закрывают при аварийных режимах. Изменение количества пара при изменении нагрузки осуществляется регулирующим клапаном 2.

Далее пар поступает в проточную часть ступени, состоящей из соплового аппарата 3 и рабочих лопаток 4. Вследствие разности давлений в ступени пар из области с высоким давлением p_0 поступает в область с низким p_k .

1*



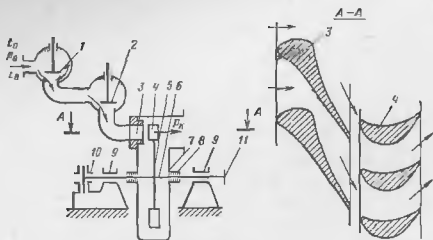


Рис. 1. Схема одноступенчатой активной турбины Лавала

Сопловые каналы между направляющими лопатками имеют сначала суживающуюся, а затем расширяющуюся форму, благодаря чему происходит расширение пара с уменьшением давления и температуры. При этом тепловая энергия преобразуется в кинетическую.

Затем пар поступает в каналы рабочих лопаток с одинаковым сечением на входе и выходе. При изменении направления движения в рабочей решетке пар воздействует на рабочие лопатки, заставляя их вращаться. Крутящий момент через диск 5 передается на вал 6. Ступень турбины размещается в корпусе 7.

В местах выхода вала из корпуса установлены концевые уплотнения 8, ограничивающие утечку пара из корпуса. Вал турбины вращается в подшипниках 9, упорным подшипником 10 ротор фиксируется в осевом положении относительно статора. Крутящий момент передается через муфту 11.

Развитие активных турбин связано с увеличением числа ступеней (рис. 2). Внутренняя полость цилиндра турбины диаф-

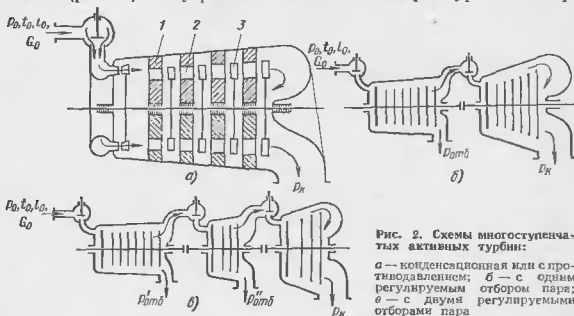


Рис. 2. Схемы многоступенчатых активных турбин:

а — конденсационная или с противодавлением; б — с одним регулируемым отбором пара; в — с двумя регулируемыми отборами пара

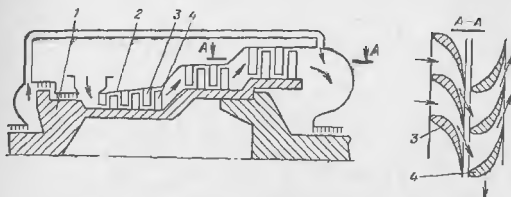


Рис. 3. Схема многоступенчатой осевой реактивной турбины и отдельной ступени

рагмами 1 (перегородками), в которых расположены сопла 2, разделена на отсеки с различными параметрами пара. В каждой ступени происходит такое же преобразование энергии пара в механическую энергию вращения рабочих лопаток 3, как и в турбине Лавала. Мощность, развиваемая каждой ступенью, суммируется на валу.

Идея построения многоступенчатых турбин впервые была предложена Ч. Парсонсом для реактивной турбины осевого типа (рис. 3).

В отличие от активной турбины расширение пара в турбине Парсонса осуществляется в каналах не только направляющих лопаток, но и рабочих, за счет чего возникает реактивное усилие, направленное в сторону, противоположную движению паровой струи. Таким образом, на рабочие лопатки реактивной ступени воздействуют активное и реактивное усилия одинаковой величины.

На роторе 1 барабанного типа закреплены рабочие лопатки 4, а в корпусе 2 — направляющие лопатки 3. Количество ступеней в этих турбинах больше, чем в активных (до 40 и более).

В отличие от рассмотренных осевых турбин, в которых поток пара или газа движется параллельно оси вала, имеются турбины (рис. 4), в которых поток движется в радиальном направлении.

Схема радиальной турбины, предложенной в 1912 г. шведскими инженерами братьями Юнгстрем, показана на рис. 4, а. Пар подводится в центральную часть через отверстия в корпусе 5 и в дисках 1. Лопаточные венцы 2 выполнены в виде колец постепенно возрастающего по ходу движения пара диаметра. Они крепятся к дискам 1 гибкими кольцами 3. Два диска 1 насажены на концы валов 4, вращающихся в противоположные стороны с одинаковой скоростью, поэтому нет необходимости в направляющих лопатках. Ступени выполняют реактивными, как в турбине Парсонса. Относительная скорость перемещения двух соседних лопаток равна сумме их окружных скоростей. В части низкого давления длины лопаток быстро возрастают из-за роста удельного объема пара, поэтому по условиям прочности лопатки последних ступеней выполняют осевыми. Недостатки турбины —

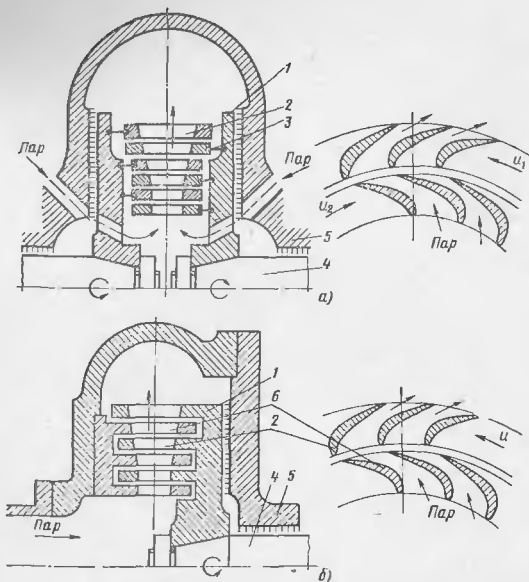


Рис. 4. Схемы радиальных турбин:

а — с двумя роторами (турбина Кюнгстрем), *б* — с одним ротором (турбина Сименс — Шуккерт)

необходимость установки двух генераторов и сложность создания отборов пара на теплофикацию.

Радиальная турбина Сименс (рис. 4, б) в отличие от предыдущей имеет один вал 4 с насаженным на него диском 1 с рабочими лопатками 2 и неподвижные направляющие лопатки 6. Направление течения пара может быть от центра к периферии и наоборот. При движении пара к центру обычно выполняют активной регулирующую ступень, а реактивными — остальные. Корпус 5 не имеет горизонтального разреза. Эти турбины с высокими начальными параметрами пара применялись как предвключенные.

На рис. 5 показана принципиальная схема тепловой электростанции (ТЭС) с конденсационной паровой турбиной 3, которая служит для привода генератора 4 переменного тока. Питательная

вода конденсатным и питательным насосами 6 под давлением p_0 подается в парогенератор 1, в котором вода преобразуется в пар. Из пароперегревателя 2 пар поступает к турбине 3. После турбины установлен конденсатор 5, который создает вакуум за счет конденсации пара.

Первая паровая турбина мощностью 200 кВт была построена в России в 1907 г. С 1907 г. по 1913 г. С.-Петербургский металлический завод выпустил 26 турбин. Наибольшая мощность этих турбин составляла 1250 кВт.

Электрификации страны особое значение придавал В. И. Ленин. В. И. Ленин называл план ГОЭЛРО, составленный в 1920 г., второй программой нашей партии. Планом, рассчитанным на 10—15 лет, предусматривалось строительство 20 тепловых электростанций и 10 гидроэлектростанций общей мощностью в 1,5 млн. кВт (установленная мощность в 1,75 млн. кВт). Общая годовая выработка электроэнергии намечалась в 8,8 млрд. кВт·ч. В 1935 г. план ГОЭЛРО был перевыполнен более чем в 2 раза.

В табл. 1 показан рост мощностей и производства электроэнергии в СССР.

Первая советская паровая турбина была построена в 1924 г. на Ленинградском металлическом заводе (ЛМЗ) мощностью 2000 кВт с начальными параметрами пара $p_0 = 11 \text{ кгс/см}^2$; $t_0 = 300^\circ \text{C}$. В 1926 г. на ЛМЗ была построена турбина мощностью

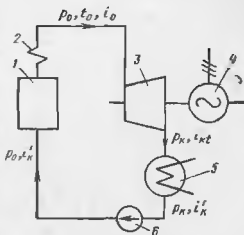


Рис. 5. Принципиальная схема тепловой электростанции (ТЭС) с конденсационной турбиной

Т а б л и ц а 1

Выработка электроэнергии в СССР

Наименование	Годы					
	1921	1928	1932	1940	1946	1950
Установленная мощность, млн. кВт	1,23	1,90	4,70	11,20	12,30	19,6
Выработка электроэнергии, млрд. кВт·ч	0,52	5,0	13,5	48,3	48,6	91,2

Наименование	Годы				
	1955	1960	1965	1970	1974
Установленная мощность, млн. кВт	37,2	66,7	114,8	166,0	205,4
Выработка электроэнергии, млрд. кВт·ч	170,2	292,5	507,0	740,0	975,8

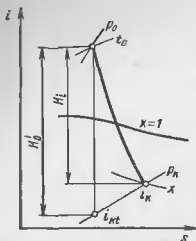


Рис. 6. Линия сопряженных параметров пара при заданных p_k и x

10 000 кВт, а в 1930 г. 24 000 кВт с начальными параметрами пара $p_0 = 26$ кгс/см², $t_0 = 375^\circ\text{C}$, с частотой вращения $n = 3000$ об/мин.

В 1931 г. ЛМЗ выпустил турбину мощностью 50 МВт с $p_0 = 29$ кгс/см², $t_0 = 400^\circ\text{C}$; $n = 1500$ об/мин. Эта двухцилиндровая турбина имела 40 ступеней. С 1931 г. строятся турбины мощностью 2500—12 000 кВт. В 1934 г. вступил в строй Харьковский турбогенераторный завод ныне турбинный (ХТГЗ) для выпуска мощных турбин. На нем изготовляли турбины мощностью 50 МВт с начальными параметрами пара $p_0 = 29$ кгс/см²; $t_0 = 400^\circ\text{C}$, $n = 1500$ об/мин. В 1938 г. была выпущена близкая ей

по конструкции турбина мощностью 100 МВт с теми же начальными параметрами пара.

В 30-х годах ЛМЗ сокращает количество ступеней и цилиндров и переходит к высокооборотным турбинам с $n = 3000$ об/мин.

С 1936 г. Невский завод им. В. И. Ленина (НЗЛ) выпускает турбины мощностью от 2,5 до 12 МВт для приводов компрессоров и воздуходувок. Перед началом Отечественной войны вступает в строй Уральский турбомоторный завод (УТМЗ), который выпускает турбины мощностью 12, 25, 50 и 100 МВт с регулируемым отбором пара на теплофикацию и промышленные цели.

Стандартизованные параметры пара являются сопряженными параметрами, под которыми понимаются значения начального давления и температуры пара перед турбиной, соответствующие данному конечному состоянию (давлению и влажности) пара в турбине. Задаваясь давлением за последней ступенью p_k при допустимой степени сухости x , определяют по i - s -диаграмме конечную точку (рис. 6). По относительному внутреннему к. п. д. турбины η_{oi} , различным значениям располагаемого теплоперепада в проточной части турбины H'_0 определяют использованный теплоперепад $H_i = H'_0 \eta_{oi}$. В i - s -диаграмме строят процесс расширения пара в турбине, и на политропе находят начальные параметры пара p_0 и t_0 .

Например, при $p_k = 0,04$ кгс/см², $x = 0,87$, $\eta_{oi} = 0,8$ получим $p_0 = 90$ кгс/см²; $t_0 = 480^\circ\text{C}$, а при $\eta_{oi} = 0,83$ получим $p_0 = 90$ кгс/см², $t_0 = 500^\circ\text{C}$.

В каждой точке, лежащей на политропе, можно определить сопряженные параметры, а лежащей правее политропы — сопряженные параметры пара, по с другим значениями x и η_{oi} .

Введение ГОСТ на турбины (ГОСТ 3618—47, ГОСТ 3678—47) позволило организовать проектирование серий турбин, близких одна к другой по типу и параметрам пара, подавляющее большин-

ство узлов и деталей которых унифицировано. На ЛМЗ в 1940—1945 гг. была разработана серия турбин высоких начальных параметров пара: $p_0 = 90 \text{ кгс/см}^2$, $t_0 = 480 + 500^\circ \text{C}$ мощностью 25, 50, 100 МВт конденсационного типа, с регулируемыми отборами пара на теплофикацию и промышленные нужды и турбин с противодавлением. В результате перехода к более высоким параметрам пара повысилась экономичность турбоустановок на 12—14 %.

Выпуск турбин этой серии имел большое значение в восстановлении народного хозяйства нашей страны. В этих более мощных турбинах были унифицированы профили рабочих и направляющих лопаток, части цилиндров и валов, диафрагмы, подшипники, уплотнения, муфты, крепеж, элементы парораспределения, регулирования, маслосистемы и др.

При разработке серии турбин центральной турбиной выбирают конденсационную. Мощность турбины подсчитывают по формуле

$$N_9 = \frac{DH'_0}{860} \eta_{сз},$$

где D — часовой расход пара, кг/ч; H'_0 — располагаемый теплоскопек проточной части турбины, ккал/кг; $\eta_{сз}$ — относительный электрический к. п. д.

Для конденсационных турбин при одинаковых начальных и конечных параметрах пара, т. е. одной и той же величине H_0 , мощность меняется пропорционально расходу пара D .

Центральную турбину серии проектируют с максимальным к. п. д. $\eta_{сз}$. В остальных конденсационных турбинах данной серии высоты рабочих и направляющих лопаток меняют пропорционально расходу пара. Турбины с противодавлением представляют собой головную часть конденсационной турбины. Турбины с регулируемым отбором пара при комбинированной выработке электрической и тепловой энергии отличаются от конденсационных турбин, предназначенных для выработки только электроэнергии, расходом пара в частях высокого, среднего и низкого давлений.

При тепловом и механическом расчетах и проектировании центральной конденсационной турбины, разработке технологических процессов изготовления и сборки турбины все работы проводят в основном не для одной турбины, а для целой серии турбин различных мощностей и типов. В результате этого значительно сокращается время на изготовление технической документации для каждой турбины.

Кроме того, унификация деталей и узлов турбин данной серии, типизация технологических процессов позволяют внедрить в производство передовую технологию и устранить разнообразие в способах изготовления и нормирования однотипных деталей, повысить производительность труда и снизить себестоимость изготовления деталей.

На НЗЛ для серии турбин различных типов с начальными параметрами пара $p_0 = 35$ кгс/см², $t_0 = 435^\circ\text{C}$ и мощностью до 12 МВт унификация элементов достигнута путем применения парциальных ступеней в части высокого давления и использования одних и тех же ступеней по размерам облопачивания в различных зонах расширения пара. Кроме того, во всех турбинах этой серии были применены аналогичные подшипники, уплотнения, цилиндры, роторы, конденсаторы парораспределение также было одинаковым.

Начиная с 1948 г., на ХТГЗ изготавливались турбины ВР-25-1 с противодавлением 31 кгс/см², турбины ВР-25-2 с противодавлением 18 кгс/см² для технологических нужд.

В 1950 г. вступил в строй Калужский турбинный завод (КТЗ), выпустивший серию турбин с начальными параметрами пара $p_0 = 35$ кгс/см², $t_0 = 435^\circ\text{C}$ и мощностью до 12 МВт, а позже турбин с параметрами пара $p_0 = 90$ кгс/см², $t_0 = 535^\circ\text{C}$.

Выбор начальных параметров пара является одним из важнейших вопросов развития энергетики. При серийном производстве оборудования начальные параметры пара повышают скачкообразно и определяют экономически выгодные размеры серии изготавливаемого оборудования на каждую ступень. При выборе параметров пара учитывают три основных фактора: техническую осуществимость, эксплуатационную надежность (включая возможный срок освоения) и экономическую эффективность.

На проектирование, сооружение, монтаж, наладку и эксплуатацию опытного блока требуется сравнительно длительное время (4—5 лет). Поэтому сооружение опытно-промышленных блоков и их освоение является одним из важнейших условий успешного систематического повышения начальных параметров пара и совершенствования серийного оборудования.

В 1951—1952 гг. на ЛМЗ была разработана и изготовлена турбина мощностью 150 МВт со сверхвысокими (СВ) начальными параметрами пара ($p_0 = 170$ кгс/см², $t_0 = 550^\circ\text{C}$) с промежуточным перегревом пара до $t_{п.п} = 520^\circ\text{C}$ и $n = 3000$ об/мин. Создание этого самого мощного в Европе одновального агрегата имело большое значение для дальнейшего прогресса советского паротурбостроения.

В 1958 г. был разработан ГОСТ 3618—59 на параметры пара и типоразмеры турбин. В обозначениях турбин по этому ГОСТу буква указывала тип турбины:

К — конденсационная, после последней ступени которой давление ниже атмосферного создается и поддерживается конденсатором (см. рис. 2, а);

Т — с регулируемым отбором пара на теплофикацию (см. рис. 2, б).

П — с регулируемым отбором пара на промышленные нужды;

Р — с противодавлением, после последней ступени турбины давление пара выше атмосферного.

Основные данные мощных паровых турбин

Наименование	Турбины							
	К-100-90	К-150-130	К-200-130	К-300-240	К-500-240	К-800-240 (двухвальная)	К-800-240 (одновальная)	К-1200-240
Завод-изготовитель . . .	ЛМЗ	ХТГЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ХТГЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ
Год выпуска	1957	1958	1958	1960	1965	1965	1971	1973
Мощность, МВт	100	150	200	300	500	800	800	1200
Начальное давление, кгс/см ²	90	130	130	240	240	240	240	240
Начальная температура, °С	535	565	565	560	560	560	560	560
Температура промежуточного перегрева, °С	—	565	565	565	565	565	565	565/565
Температура питательной воды, °С	215	230	230	270	272	270	270	280
Давление в конденсаторе, кгс/см ²	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,044	0,034
Число регенеративных отборов	8	8	7	8	8	8	8	8

Схемы турбин Р и К одинаковы, отличаются они только количеством ступеней.

Первая цифра означает мощность (в МВт) турбины, вторая — начальное давление (в кгс/см²). В турбинах с противодавлением цифра под чертой означает давление за последней ступенью, а в турбинах с промышленным отбором — номинальное давление в отборе.

Примеры обозначений турбин: К-4-35, Р-4-35/4, Р-25-90/31, К-50-90, П-25-90/10, Т-25-90, ПТ-25-90/7.

В табл. 2 приведены основные данные мощных турбин заводов ЛМЗ и ХТГЗ. С 1960 г. на ХТГЗ выпускают турбины К-300-240 с $p_0 = 240$ кгс/см², $t_0 = 560^\circ\text{C}$, $t_{\text{н.п.}} = 565^\circ\text{C}$.

Атомные электростанции. В настоящее время атомная энергетика получает все большее распространение. Атомная электростанция является разновидностью тепловой, на которой вместо парогенераторов применяют ядерные реакторы. В одноконтурной схеме (рис. 7, а) пар из ядерного кипящего реактора 1 направляется в турбину 3, затем конденсируется в конденсаторе 5 и насосами 6 подается в ядерный реактор 1. В двухконтурных схемах (рис. 7, б) промежуточный теплоноситель (вода или газ) в промежуточном теплообменнике (парогенераторе) 2 передает теплоту пару второго контура. В двухконтурной схеме радиационная опасность пара меньше, чем в одноконтурной. В трехконтурной схеме в первом и втором контурах применяется жидкий натрий, температура плавления которого 90°C . Во втором контуре давление жидкого натрия выше, чем в первом, — это исклю-

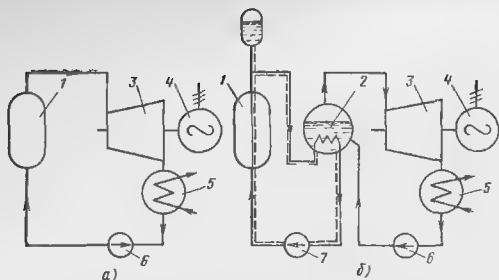


Рис. 7. Схемы атомных электростанций:

а — одноконтурная; б — двухконтурная; 1 — ядерный реактор, 2 — парогенератор; 3 — турбоагрегат, 4 — генератор; 5 — конденсатор, 6 — питательный насос; 7 — циркуляционный насос

чает возможность перетекания радиоактивного натрия из первого контура во второй.

В 1954 г. в СССР вступила в эксплуатацию первая атомная двухконтурная электростанция с реактором на медленных тепловых нейтронах мощностью 5000 кВт.

В настоящее время широкое применение на АЭС нашли водородные реакторы. Надежность водородных реакторов превышает надежность парогенераторов, поэтому обычно принимается компоновка реактора с двумя турбинами.

Развитие атомной энергетики в СССР можно проследить по некоторым АЭС. Так например, на Ново-Воронежской АЭС установлен блок с турбинами ХТГЗ мощностью 70 000 кВт и водородными реакторами по двухконтурной схеме с давлением воды в первом контуре 100 кгс/см² и нагревом в реакторе от 250 до 270° С. Турбины работают на насыщенном паре с давлением 30 кгс/см², температурой 233° С и оборудуются сепараторами для удаления влаги. Дальнейшее повышение давления теплоносителя в первом контуре до 140—160 кгс/см² позволило увеличить давление пара второго контура до 44—60 кгс/см². Позднее на Ново-Воронежской АЭС были установлены блоки мощностью 440 МВт с турбинами ХТГЗ мощностью 220 МВт при $p_0 = 44$ кгс/см² и температуре $t_0 = 255^\circ$ С. На Ленинградской АЭС установлены блоки мощностью 1000 МВт с турбинами ХТГЗ мощностью 500 МВт, работающими при $p_0 = 65,9$ кгс/см², $t_0 = 280^\circ$ С.

Для перегрева пара, получаемого в ядерном реакторе, возможно применение огневого перегревателя, работающего на органическом топливе; такая схема применена на АЭС в США. На Белоярской АЭС применен перегрев острого пара в каналах ядерного

реактора. Перегретый пар направляется в турбины типа К-100-90 с $p_0 = 90 \text{ кгс/см}^2$, $t_0 = 500^\circ \text{C}$.

Газотурбинные установки (ГТУ). Впервые в СССР в 1934 г. под руководством В. М. Маковского на Харьковском турбинном заводе была построена ГТУ непрерывного горения с турбиной мощностью 736 кВт.

В ГТУ можно выделить два контура. В первом контуре, состоящем из турбины, которая служит для привода компрессора и камеры сгорания, создается рабочее тело. Назначение этого контура аналогично конденсатному и питательному насосам и парогенератору в схеме ТЭС (см. рис. 5).

Второй контур, состоящий из силовой турбины и генератора, служит для преобразования тепловой энергии рабочего тела в механическую энергию вращения ротора, которая в генераторе преобразуется в электрическую. Этот контур аналогичен паровой турбине и генератору в схеме ТЭС.

Газотурбинная установка может быть одновальная, если турбина и компрессор соединены одним валом, и двухвальная.

Газотурбинные двигатели используют на судах, локомотивах, автомобилях, а также в качестве двигателя передвижных электростанций (энергопоездов). На газоперекачивающих станциях магистральных газопроводов ГТУ, в основном изготовленные на НЗЛ, широко применяются для привода центробежных нагнетателей. Газотурбинные установки имеют ряд преимуществ по сравнению с паротурбинными:

- 1) простоту и компактность, которые определяются отсутствием парогенератора и конденсатора;
- 2) возможность работы почти без охлаждающей воды;
- 3) возможность полной автоматизации и управления на расстоянии;
- 4) эксплуатационную маневренность.

В настоящее время в энергосистемах базовые ГТУ не могут конкурировать с мощными паросиловыми установками, имеющими мощность в одном агрегате 300, 500, 800 МВт с к. п. д. около 40%, но, как и гидротурбины, они незаменимы при пиковых нагрузках.

В обозначениях турбин газовых установок одна цифра означает мощность в тыс. кВт, а другая — температуру газа перед турбиной, например: ГТ-12-700.

В табл. 3 приведены основные данные газотурбинных установок.

Парогазовые установки (ПГУ). В газотурбинных установках теряется теплота отработавших в турбине газов, так как их температура на выходе составляет 300°C . При современном развитии энергетики становится экономичным применение газовых и паровых турбин, объединенных общей тепловой схемой. В парогазовых установках для достижения большого к. п. д. используются высокая температура ($800\text{—}850^\circ \text{C}$) газа перед газовой

Основные данные газотурбинных установок

Наименование	ГТУ-1,5	ГТУ-4	ГТ-12-700	ГТ-20-700	ГТ-100-750	ГТ-35-770
Завод-изготовитель	«Экономайзер»	КТЗ	НЗЛ	ЛМЗ	ЛМЗ	ХТГЗ
Год выпуска	1961	1964	1965	1961	1967	1969
Мощность, МВт	1,5	4,0	11	25	100	31
Степень повышения давления	3,8	4,8	6,3	10	27	6,7
Температура газа перед турбиной, °С	800	750	700	700	750	770
Степень регенерации	0,67	0	0,72	0,8	0	0
К. п. д. установки при номинальном режиме, %	23,2	21,0	27,0	28	28,3	23,0
Вид топлива	Дизельное, газ	Дизельное	Газ	Газ	Газ, жидкое	Газ, жидкое
Время пуска, мин	30	5—10	90	45	30—40	30

турбиной и глубокое охлаждение пара после паровой турбины (почти до температуры охлаждающей воды) с получением давления в конденсаторе $0,035\text{--}0,05$ кгс/см².

В парогазовой установке (рис. 8, а) с высоконапорным парогенератором (ВПГ) топливо сжигается под давлением. Теплонапряжение топки почти в 20 раз больше, чем у обычных парогенераторов. Объем ВПГ в 4—5 раз, а масса в 2—4,5 раза меньше, чем у парогенератора, имеющего ту же самую производительность.

В тепловой схеме ПГУ с таким парогенератором атмосферный воздух компрессором 1 подается в ВПГ, в топке которого сгорает газообразное или жидкое топливо под давлением 4—6 кгс/см².

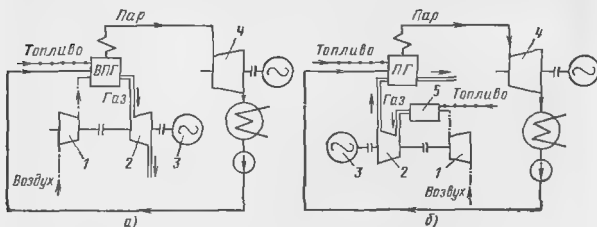


Рис. 8. Принципиальные схемы парогазовых установок (ПГУ):

а — с высоконапорным парогенератором (ВПГ), б — со сбросом отработавших в турбине газов в топку парогенератора (ПГ)

Наименование	Мощность блока, МВт		
	200	400	600
Паровая турбина	К-160-130	К-300-240	К-500-300
Газовая турбина	ГТ-35/50-770	ГТ-100-750	ГТ-150-900
Высоконапорный парогенератор	ВПГ-450-140	ВПГ-800-250	ВПГ-1200-350
К. п. д. на конденсационном режиме, %	42,6	45,1	49,8

Газ из ВПГ с $t = 700 \div 800^\circ \text{C}$, $p = 4 \div 6 \text{ кгс/см}^2$ поступает в газовую турбину 2, на валу которой находится компрессор 1 и электрогенератор 3. Отработавший в турбине 2 газ, отдав теплоту в экономайзере ВПГ, с температурой $120\text{—}130^\circ \text{C}$ выбрасывается в дымовую трубу. Перегретый пар из ВПГ поступает в паровую турбину 4. На Невинномысской ГРЭС работают парогенератор ВПГ-450-140-570/570, серийная паровая К-160-130 и газовая ГТ-35-770 турбины.

Расчетный к. п. д. этой парогазовой установки $\eta_{\text{пгу}} = 42,6\%$, а по удельному расходу топлива она на 10% экономичнее блока с турбиной К-200-130 при тех же параметрах пара. При параметрах пара $p_0 = 300 \text{ кгс/см}^2$, $t_0 = 650^\circ \text{C}$, начальной температуре газа $t_r = 1000^\circ \text{C}$ $\eta_{\text{пгу}} = 48 \div 50\%$ (табл. 4).

В парогазовой установке (рис. 8, б) используется обычная газотурбинная установка ГТУ с камерой сгорания 5. Отработавшие газы после газовой турбины 2 с температурой $300\text{—}350^\circ \text{C}$ с избыточным содержанием воздуха сбрасывают в поточную камеру парогенератора (ПГ). Таким образом, теплота отработавших газов в комбинированной установке не теряется, однако уходящие газы парогенератора охлаждаются лишь в водяном экономайзере, так как воздухоподогреватель отсутствует.

§ 2

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Идеальный цикл Карно. Во всяком цикле должны быть теплоотдачик с высоким и теплоприемник с низким уровнями температур.

В первой половине XIX в. физик и инженер Карно впервые рассмотрел идеальный обратимый цикл, состоящий из двух изотерм и двух адиабат (рис. 9), и определил термический к. п. д. цикла η_k . Рабочее тело расширяется изотермически с температурой $T_1 \rightarrow$

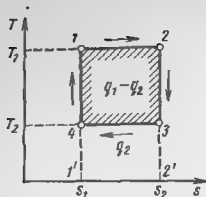


Рис. 9. Цикл Карно в Ts -диаграмме

Из состояния в точке 3 тело переходит в первоначальное состояние в точке 1 сначала по изотерме $T_2 = \text{const}$ с отводом теплоты q_2 , а затем — по адиабате (линия 4—1).

В Ts -диаграмме площадь под кривой термодинамического процесса численно равна количеству теплоты, участвующей в нем. Количество подведенной теплоты q_1 численно равно площади прямоугольника 1 2 2' 1', а отведенной q_2 — площади прямоугольника 3 4 1' 2'. Следовательно, площадь прямоугольника 1 2 3 4 численно равна количеству теплоты, преобразованной в механическую энергию:

$$AL_1 = q_1 - q_2,$$

где L — 1/427 ккал/(кгс·м) — термический эквивалент механической работы; L_1 — механическая работа 1 кг рабочего тела.

Из диаграммы (рис. 9) следует, что

$$q_1 = T_1 (s_2 - s_1); \quad q_2 = T_2 (s_2 - s_1).$$

Термический к. п. д. обратимого цикла Карно, характеризующий степень использования теплоты, определится как отношение полезно использованной теплоты к затраченной:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Термический к. п. д. обратимого цикла Карно не зависит от природы рабочего газа, а определяется температурами теплоотдатчика и теплоприемника, что видно из данных, приведенных ниже:

Начальная температура T_1 , К	708	773	838	923
Конечная температура T_2 , К	300	300	300	300
Термический к. п. д. η_t	0,578	0,614	0,641	0,675

Цикл Карно не может быть осуществлен в реальных тепловых установках, но значение его огромно. Этот цикл при заданных температурных уровнях обладает наибольшим к. п. д., поэтому является пределом, к которому стремятся для достижения наибольшей экономичности при преобразовании в теплоэнергетических установках тепловой энергии в механическую.

Идеальный цикл Ренкина. В цикле работы теплоэнергетических установок (см. рис. 5) изменяется фазовое состояние рабочего тела (жидкое — парообразное — жидкое) при подводе и отводе

теплоты. Нагрев воды в парогенераторе 1 до температуры насыщения T_n при давлении p_0 (линия 1—2, рис. 10), парообразование (линия 2—3) в парогенераторе 1 и перегрев пара (линия 3—4) в пароперегревателе 2 парогенератора происходят при $p_0 = \text{const}$. По Ts -диаграмме можно определить фазовое состояние 1 кг рабочего тела в любой точке цикла.

В области насыщенного пара изобарный процесс (линия 2—3) совпадает с изотермным, т. е. парообразование происходит при постоянном давлении p_0 и температуре T_n . Вода поступает в парогенератор 1 с теплосодержанием i'_k , которое изображается площадью $1a\delta\delta$. Количество теплоты, затраченное на нагрев воды до температуры насыщения (кипения), численно равно площади $12ba$; на парообразование — площади $23\delta b$; на перегрев пара — площади $34\delta b$. Суммарное количество теплоты q_1 , переданное рабочему телу, численно равно площади $1234\delta a$. Это количество теплоты при изобарном процессе ее подвода

$$q_1 = i_0 - i'_k.$$

В идеальной турбине расширение пара происходит по изэнтропе (линия 4—5). После турбины пар поступает в конденсатор 5 (см. рис. 5), где передает теплоту охлаждающей воде, которая поступает в холодный источник (реку, озеро и т. д.). Процесс конденсации отработавшего в турбине пара показан линией 5—1. Отданное холодному источнику количество теплоты численно равно площади $51ag$:

$$q_2 = i_{kt} - i'_k,$$

где $q_2 = 510 \div 530$ ккал/кг в паротурбинных установках, работающих с глубоким вакуумом.

Конденсация пара происходит при постоянной температуре T_k и постоянном давлении $p_k = 0,035 \div 0,05$ кгс/см², т. е. изобарный и изотермный процессы совпадают.

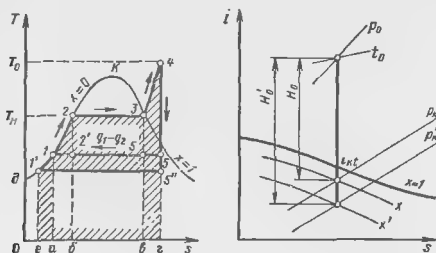


Рис. 10. Цикл Ренкина в Ts -диаграмме и процесс расширения пара в турбине в is -диаграмме

Полезно использованная теплота в цикле Ренкина, преобразованная в механическую энергию, численно равна площади 12345:

$$AL_1 = q_1 - q_2 = (i_0 - i'_k) - (i_{kt} - i'_{kt}) = i_0 - i_{kt}.$$

Термический к. п. д. цикла Ренкина

$$\eta_t = \frac{AL_1}{q_1} = \frac{i_0 - i_{kt}}{i_0 - i'_k} = \frac{H_0}{i_0 - i'_k},$$

где $H_0 = i_0 - i_{kt}$ — располагаемый тепловой перепад (располагаемая тепловая энергия 1 кг пара), определяется по i -диаграмме.

Из сравнения термических к. п. д. идеальных циклов Карно (см. выше) и Ренкина следует, что к. п. д. η_t последнего (при $p_k = 0,04$ кгс/см²) намного ниже:

Начальное давление p_0 , кгс/см ²	15	35	90
Начальная температура t_0 , °C	350	435	480
Термический к. п. д. η_t	0,332	0,38	0,42

Цикл Ренкина можно рассматривать состоящим из трех циклов. Вода в цикле 122'1 нагревается при средней температуре подвода теплоты, более низкой, чем температура насыщения T_n при данном давлении p_0 .

Парообразование в цикле 235'2'2, подобном циклу Карно, осуществляется при постоянной температуре насыщения T_n . Термический к. п. д. суммарного цикла 1235'1 ниже термического к. п. д. цикла Карно для интервала температур T_k, T_n . Цикл 3455'3 дает повышение термического к. п. д. суммарного цикла. Средняя температура подвода теплоты к пару на линии 3—4 выше температуры насыщения. Следовательно, средний уровень температуры подвода теплоты во всем цикла 123451 возрастает, при этом к. п. д. η_t цикла Ренкина увеличивается.

Работа, которая может быть получена в идеальной турбине при преобразовании тепловой энергии,

$$L_1 = \frac{q_1 - q_2}{A} = \frac{i_0 - i_{kt}}{A} = 427(i_0 - i_{kt}) = 427H_0$$

или

$$L = GL_1 = \frac{1}{A} GH_0 = 427GH_0,$$

где G — расход пара, кг/с.

Тогда мощность

$$N_0 = \frac{1}{A} \frac{GH_0}{102} = \frac{427GH_0}{102} = 4,19GH_0$$

или при $G = D/3600$ (где D — в кг/ч)

$$N_0 = \frac{DH_0}{860}.$$

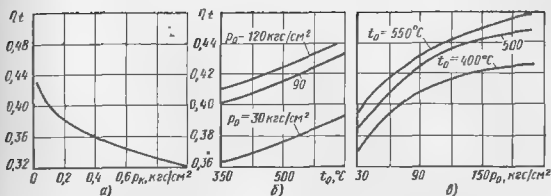


Рис. 11. Зависимость термического к. п. д. цикла Ренкина η_t от параметров пара: а — конечного давления p_k ; б — начальной температуры t_0 ; в — начального давления p_0

Для оценки экономичности конденсационных турбин применяется величина удельного расхода пара на 1 кВт·ч выработанной энергии

$$d = \frac{D}{N_0} = \frac{860}{i_0 - i'_k t} = \frac{860}{H_0}.$$

Для оценки экономичности установки показательной является величина удельного расхода теплоты q — количество теплоты, которое необходимо затратить в парогенераторе, чтобы выработать 1 кВт·ч электрической энергии на клеммах генератора:

$$q = d(i_0 - i'_k) = \frac{860(i_0 - i'_k)}{H_0} = \frac{860}{\eta_t}.$$

Влияние параметров пара на к. п. д. η_t цикла. 1. Влияние переменного конечного давления p_k при постоянных начальных параметрах p_0 и t_0 на процесс расширения пара в турбине можно рассмотреть с помощью Ts -диаграммы (рис. 10).

Располагаемый тепловой перепад 1 кг пара H'_0 в цикле $1'2345'1'$ больше, чем H_0 в цикле 123451 . Зависимость к. п. д. η_t цикла от p_k приведена на рис. 11, а при $p_0 = 90$ кгс/см², $t_0 = 480^\circ\text{C}$. При уменьшении p_k от 1,0 до 0,03 кгс/см² к. п. д. η_t увеличивается почти на 25%. При этом степень сухости пара понижается, что повышает потери от влажности пара на последних ступенях и приводит к эрозии рабочих лопаток.

Конденсатор обычно применяют поверхностного типа. В нем вакуум образуется за счет уменьшения объема при конденсации пара. Например, при давлении $p_k = 0,035 \div 0,05$ кгс/см² и $x = 0,9$ удельный объем влажного пара $v_x = 35 \div 25$ м³/кг, а воды $v_a = 0,001$ м³/кг. В области влажного пара температура конденсации и давление взаимосвязаны, т. е. чем меньше температура насыщения, тем меньше давление, при котором происходит конденсация. Поэтому величина вакуума в конденсаторе зависит от температуры охлаждающей воды и ее количества, расходуемого на конденсацию (на 1 кг пара от 50 до 90 кг воды).

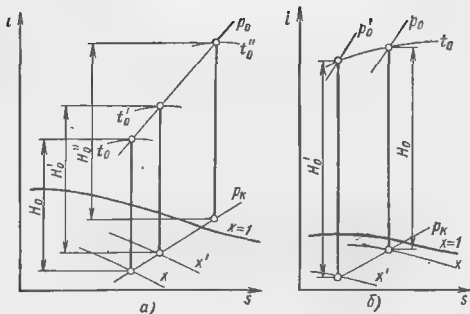


Рис. 12. Расширение пара в турбине в i - s -диаграмме при переменных начальных:

a — температуре, b — давлении

Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор зависит от климатических условий и способа водоснабжения. При среднегодовой температуре воды $t_{1в} = 10 \div 15^\circ \text{C}$ можно получить $t_k = 24 \div 28,5^\circ \text{C}$, что соответствует давлению $p_k = 0,03 \div 0,04 \text{ кгс/см}^2$, а при $t_{1в} = 20 \div 25^\circ \text{C}$ $t_k = 32,5 \div 38,5^\circ \text{C}$ и $p_k = 0,05 \div 0,07 \text{ кгс/см}^2$.

В заключение следует отметить, что технические возможности понижения конечного давления p_k в настоящее время почти исчерпаны.

2. Повышение начальной температуры t_0 при постоянных давлениях p_0 и p_k приводит к возрастанию H_0 (рис. 12, a), а значит и к п. д. η_t (см. рис. 11, b).

Цикл $1234''5''1$ (рис. 13, a) можно рассматривать состоящим из цикла 123451 и более экономичного цикла $44''5''54$. Количество располагаемой теплоты 1 кг пара в каждом вновь полученном цикле с повышением t_0 возрастает:

$$H_0'' > H_0' > H_0.$$

С повышением температуры перегрева уменьшаются потери от влажности в конце расширения пара в турбине $x < x' < x''$ (см. рис. 12, a) и эрозия рабочих лопаток последних ступеней.

Верхний предел перегрева пара определяется жаропрочностью и жаростойкостью материалов, применяемых для изготовления деталей турбины (см. приложение). Предельной температурой для стали перлитного класса, применяемой в паротурбостроении, считается температура 565°C .

3. Повышение начального давления p_0 вызывает увеличение температуры паробразования и средней температуры подвода теплоты в цикле. Из сравнения циклов с различным начальным давлением и постоянными T_0 и p_k (рис. 13, б) следует, что температура отвода теплоты $T_k = \text{const}$, так как $p_k = \text{const}$, но количество отведенной теплоты с повышением начального давления уменьшается, т. е. площадь $15'e'a' < 15ba$, поэтому термический к. п. д. цикла η_t увеличивается.

Из рис. 11, в видно, что наибольший рост к. п. д. η_t происходит при повышении давления до $p_0 = 90 \div 100 \text{ кгс/см}^2$; далее он замедляется. Объяснить это можно при рассмотрении циклов в Ts -диаграмме. При получении 1 кг сухого насыщенного пара теплота затрачивается на подогрев воды до температуры кипения и на паробразование. С ростом начального давления доля теплоты на подогрев воды со средним низким уровнем температуры возрастает, а доля теплоты с высоким температурным уровнем на паробразование уменьшается.

Повышение начального давления связано с увеличением степени влажности на последних ступенях турбины (см. рис. 12, б). Влажность пара за последней ступенью не должна превышать 13—14%. Кроме того, при увеличении начального давления появляется необходимость утолщать стенки трубопроводов и корпусных деталей, что приводит к удорожанию конструкции установки и ухудшению условий прогрева.

Из рассмотренного следует, что повышение p_0 и t_0 и снижение p_k термодинамически оправдано, так как приводит к росту термического к. п. д. цикла η_t (см. рис. 11). Увеличение p_0 и уменьшение p_k вызывают повышение влажности пара на последних ступенях конденсационных турбин, в то же время увеличе-

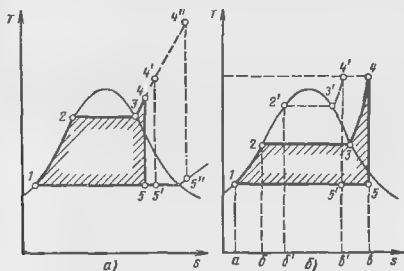


Рис. 13. Цикл Ренкина в Ts -диаграмме при переменных параметрах пара перед турбиной:

а — температуре t_0 ; б — давлению p_0

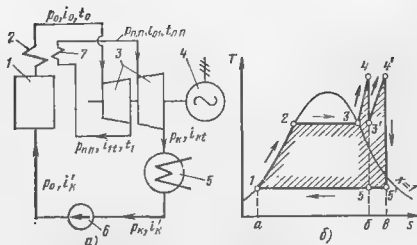


Рис. 14. Промежуточный перегрев пара:
а — принципиальная схема, б — цикл Ренкина в Ts -диаграмме

ние t_0 уменьшает конечную влажность пара, поэтому повышать температуру нужно одновременно.

Рациональный выбор начальных параметров пара и конечного давления представляет собой сложную технико-экономическую задачу, при решении которой сопоставляют экономию топлива и стоимость установки и ее обслуживания.

4. Промежуточный перегрев пара становится необходимым при начальных параметрах пара $p_0 \geq 100$ кгс/см² и $t_0 \geq 500 \div 550^\circ \text{C}$ — для обеспечения допустимой степени влажности пара $1 - x = 13 \div 14\%$ в конце процесса расширения. Схема тепловой станции с промежуточным перегревом пара (рис. 14, а) отличается от схемы без промежуточного перегрева (см. рис. 5) тем, что пар после расширения в части высокого давления турбины 3 поступает в промежуточный пароперегреватель 7 (рис. 14, а), в котором при постоянном давлении $p_{п.п}$ нагревается от температуры t_1 до $t_{п.п}$. Далее пар расширяется в части низкого давления турбины до давления p_k . Как видно из Ts -диаграммы, изобарный промежуточный перегрев пара при $p_{п.п} = \text{const}$ сдвигает линию процесса вправо, в область с меньшей конечной влажностью пара. Вторым важным фактором является повышение термического к. п. д. η_t цикла при правильном выборе давления промежуточного перегрева.

Этот цикл (рис. 14, б) можно считать состоящим из двух циклов: основного 123451 и дополнительного 3'4'5'53'.

Если в дополнительном цикле средняя температура подвода теплоты выше, чем в основном, то термический к. п. д. η_t его, а значит и всего суммарного цикла 12343'4'5'1, выше, чем основного. Промежуточный перегрев пара проводят при $t_{п.п} = t_0$ или $t_{п.п} = t_0 + (5 \div 20^\circ \text{C})$. Для достижения наибольшего термического к. п. д. η_t рекомендуется пар на промежуточный перегрев отбирать при давлении $p_{п.п} = (0,2 \div 0,3) p_0$. Термический к. п. д.

цикла с промежуточным перегревом вычисляется по общей формуле

$$\eta_{\text{п}} = \frac{AL_1}{q_1} = \frac{(i_0 - i_{1t}) + (i_{01} - i_{kt})}{(i_0 - i'_{\text{к}}) + (i_{01} - i_{1t})} = \frac{H_{01} + H_{02}}{(i_0 - i'_{\text{к}}) + (i_{01} - i_{1t})},$$

где H_{01} и H_{02} — располагаемые тепловые перепады соответственно в частях высокого и низкого давлений турбины; $i_0 - i'_{\text{к}}$ — количество теплоты, подведенной при изобарном процессе 1234 основного цикла; $i_{01} - i_{1t}$ — количество теплоты, подведенной при промежуточном изобарном перегреве пара в процессе 3'4'.

Промежуточный перегрев пара оказывается экономически оправданным лишь для турбин с $p_0 > 90$ кгс/см², $t_0 > 500 \div 530^\circ\text{C}$, мощностью выше 100 МВт, так как его применение связано с усложнением оборудования паропроводов и эксплуатации турбин. В турбоустановках с $p_0 \leq 240$ кгс/см² и $t_0 = 560^\circ\text{C}$ вводят лишь один промежуточный перегрев пара. С повышением начальных параметров пара и соответственно температуры промежуточного перегрева эффективность от его введения увеличивается по сравнению с циклом без промежуточного перегрева:

Начальное давление p_0 , кгс/см ²	130	240	300
Начальная температура t_0 , $^\circ\text{C}$	565	560	650
Увеличение $\eta_{\text{п}}$, %	3	4	5,5

Второй промежуточный перегрев пара повышает эффективность работы установки всего лишь на 1,5—2%, поэтому дополнительное усложнение установки при малой мощности и невысоких параметрах пара является нецелесообразным. Второй промежуточный перегрев становится эффективным для турбин с $p_0 = 300$ кгс/см², $t_0 = 650^\circ\text{C}$ или при значительном увеличении единичной мощности турбины до 800 МВт и выше.

Регенеративный подогрев питательной воды. При рассмотрении отдельных изобарных участков 1—2, 2—3, 3—4 (см. рис. 10) цикла Ренкина самым неэкономичным оказывается участок 1—2 с низкой средней температурой подвода теплоты. С повышением начального давления p_0 этот участок увеличивается в связи с ростом температуры насыщения $T_{\text{н}}$, но средний уровень температуры изменяется незначительно.

Регенеративный подогрев исключает на этом участке подогрев питательной воды в парогенераторе. В цикле с регенеративным подогревом питательной воды используется теплота конденсации пара, частично отработавшего в турбине. Теплота, подводимая к воде на участке 3—5 (рис. 15, б) при нагреве в регенеративных подогревателях 1 (рис. 15, а) до температуры кипения $T_{\text{н}}$ (площадь 35гг', рис. 15, б), должна быть равна теплоте, подводимой на участке 1—2 (площадь 12а'а). С ростом начального давления повышается температура насыщения $T_{\text{н}}$, поэтому увеличивается расход пара на регенеративный подогрев и количество теплоты, возвращенное в парогенератор питательной водой.

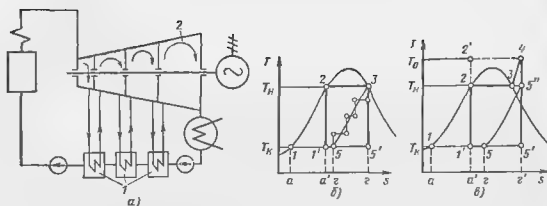


Рис. 15. Регенеративный подогрев питательной воды при постоянном расходе пара в турбине:

а — схема тепловой станции, б, в — циклы в Ts -диаграммах

Рассмотрим идеальный регенеративный подогрев с постоянным расходом пара в турбине 2 (рис. 15, а). Весь пар из промежуточных ступеней по мере его расширения отводится в регенеративные подогреватели и возвращается в турбину. При конечном числе подогревателей изменение состояния пара в турбине и подогревателях в Ts -диаграмме показано ступенчатой линией (рис. 15, б): адиабаты — расширение пара в ступенях турбины; изобары (изотермы) — отвод теплоты от пара в подогревателях.

В предельном регенеративном цикле при бесконечном количестве подогревателей ступенчатая линия преобразуется в плавную кривую 3—5, эквидистантную линии 1—2. Полученный цикл 235'1'2 в области влажного пара является обобщенным циклом Карно, состоящим из двух изотерм и двух адиабат. Термический к. п. д. подсчитывается по формуле цикла Карно

$$\eta'_{\infty} = 1 - \frac{T_K}{T_H}.$$

С применением регенеративного подогрева питательной воды в цикле с перегревом пара 2345'1'2 (рис. 15, в) нельзя достичь экономичности цикла Карно 2'45'1'2' при температуре перегрева T_0 , но к. п. д. η'_{∞} этого цикла будет выше к. п. д. цикла Карно 235'5'1'2 при температуре насыщения T_H и давлении p_0 .

Рассмотренный цикл с постоянным расходом пара в паротурбинных установках не применяется ввиду технической сложности его осуществления и повышенной влажности пара в последних ступенях.

Рассмотрим построение регенеративных циклов для схемы с двумя смешивающими подогревателями (рис. 16, а). Тепловой процесс в турбине показан на рис. 17, в. Для подогрева питательной воды отбирают из турбины часть пара: α_1 с теплосодержанием i_{11} в подогреватель Π_1 , α_2 с теплосодержанием i_{12} в подогреватель Π_2 .

Как известно, все термодинамические диаграммы построены для 1 кг пара, поэтому показать цикл с регенеративными отборами и переменным расходом пара в Ts -диаграмме трудно. Можно

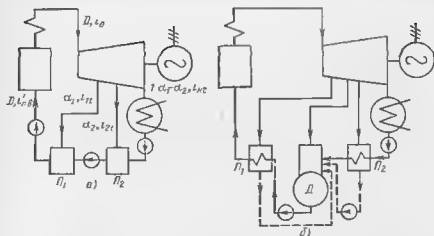


Рис. 16. Схема регенеративного подогрева питательной воды в подогревателях:

а — смешивающих; б — поверхностных и смешивающем (D — деаэрактор, Π_1 и Π_2 — подогреватели)

построить циклы для каждой из отбираемых частей пара, а весь цикл представить как совокупность нескольких составляющих. Цикл в Ts -диаграмме (рис. 17, а) представляет собой обычный цикл Ренкина, но построенный для расхода пара $1-\alpha_1-\alpha_2$, проходящего через все ступени турбины.

Количество теплоты, преобразованной в механическую энергию в турбине, определится как $H_0 (1 - \alpha_1 - \alpha_2)$ (площадь 12345). Теплота, отданная этим количеством пара охлаждающей воде в конденсаторе, численно равна площади $51ag$. Образовавшийся конденсат с теплосодержанием, численно равным площади $00'1a$, подается в подогреватель Π_2 .

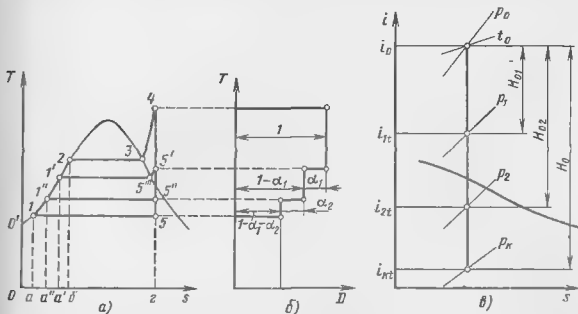


Рис. 17. Регенеративный подогрев в цикле Ренкина:

а — цикл в Ts -диаграмме; б — расширение пара в турбине в TD -диаграмме, в — расширение пара в турбине в is -диаграмме

Часть пара α_2 проходит через ступени турбины до второго отбора и при давлении p_2 направляется в подогреватель Π_2 , где отдает теплоту (площадь $5''1''a'z$). Количество теплоты, преобразованной в механическую энергию в турбине этим потоком пара, подсчитывается как $H_{02}\alpha_2$.

При выходе из подогревателя Π_2 питательная вода содержит количество теплоты, соответствующее площади $00'1''a''$.

Часть пара α_1 расширяется в первых ступенях и отбирается для подогрева питательной воды в подогревателе Π_1 . Количество теплоты, преобразованной в механическую энергию $H_{01}\alpha_1$, численно равно площади $1'2345'5''$; теплота, отданная при регенеративном подогреве, — площади $5'5''1'a'z$; теплосодержание питательной воды $i'_{п.в}$ при выходе из подогревателя Π_1 — площади $00'1'a'$.

Можно изобразить сложный термодинамический цикл в Ts -диаграмме, условно совмещая составляющие циклы отдельных потоков пара, идущих в отборы и конденсатор турбины на одном графике (рис. 17, а), и построив TD -диаграмму ступенчатого изменения расхода пара D через турбину (рис. 17, б).

Пользуясь Ts -, TD - и is -диаграммами, определим количество теплоты, преобразованной в механическую энергию в турбине:

$$q_1 - q_2 = H_0 - \alpha_1 (H_0 - H_{01}) - \alpha_2 (H_0 - H_{02}),$$

где H_0 — располагаемая тепловая энергия 1 кг пара при входе в турбину; $\alpha_1 (H_0 - H_{01})$ — недовыработка механической энергии паром, отводимым в первый отбор; $\alpha_2 (H_0 - H_{02})$ — недовыработка механической энергии паром, отводимым во второй отбор.

Количество теплоты, подведенное к пару в парогенераторе с учетом подогрева воды в регенеративных подогревателях до энтальпии $i'_{п.в}$

$$q_1 = i_0 - i'_{п.в}.$$

Тогда к. п. д.

$$\eta_r = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{H_0 - \alpha_1 (H_0 - H_{01}) - \alpha_2 (H_0 - H_{02})}{i_0 - i'_{п.в}}.$$

Для теплосиловой установки с любым количеством подогревателей формула к. п. д. η_r имеет вид

$$\eta_r = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{H_0 - \sum \alpha_i (H_0 - H_{0i})}{i_0 - i'_{п.в}}.$$

В поверхностных регенеративных подогревателях (рис. 16, б) теплота конденсации пара передается через стенки трубок (пар омывает трубки с водой), поэтому всегда имеется недогрев воды на $5-6^\circ\text{C}$ до температуры насыщения греющего пара. Образующийся конденсат греющего пара включается в общий поток питательной воды.

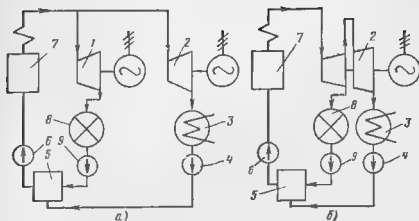


Рис. 18. Схемы ТЭЦ:

1 — турбина с противодавлением; 2 — конденсационная турбина; 3 — конденсатор; 4 — конденсатный насос; 5 — сборный бак конденсата; 6 — насос питательной воды; 7 — парогенератор; 8 — тепловой потребитель; 9 — насос обратного конденсата

Широкое распространение нашел регенеративный подогрев с несколькими поверхностными и одним смешивающим подогревателем — деаэратором (см. рис. 16, б и табл. 2). В деаэраторе вода подогревается и деаэрируется, т. е. из нее удаляются газы. Регенеративный подогрев питательной воды дает экономию топлива до 12—15% по сравнению с турбоустановкой без него.

В реальных турбоустановках температура подогрева питательной воды в регенеративной системе $t_{п.в.} = (0,65 \div 0,75) t_n$.

В циклах с промежуточным перегревом в регенеративных отборах после промежуточного перегрева теплосодержание пара увеличивается, а количество регенеративных отборов уменьшается, при этом снижается эффективность регенеративного подогрева питательной воды по сравнению с циклом без промежуточного перегрева пара.

Комбинированная выработка электрической и тепловой энергии. Отвод теплоты охлаждающей воде при конденсации пара составляет 50—55% теплоты топлива, т. е. от 1 кг пара при конденсации охлаждающей водой отводится 510—530 ккал/кг при $t_k = 24 \div 38^\circ \text{C}$. Для теплофикации и производственных целей используется тепловая энергия, но только при температурах более 100°C . Чем больше выработка тепловой и электрической энергии, тем выше экономичность теплофикационной установки.

Тепловые электрические станции с комбинированной выработкой тепловой и электрической энергии называются теплоэлектроцентралями (ТЭЦ). На ТЭЦ применяются турбины с противодавлением (рис. 18, а) и турбины с одним или двумя регулируемы отборами пара (рис. 18, б). В турбинах с противодавлением выработка электрической энергии определяется количеством теплоты, отданной потребителю.

Турбоагрегат с противодавлением 1 включается в электрическую сеть параллельно с конденсационными турбоагрегатами 2.

Турбина с противодавлением может вырабатывать как тепловую, так и электрическую энергию. Турбоагрегаты с противодавлением устанавливаются на ТЭЦ при наличии приблизительно стабильной тепловой нагрузки в течение года. Потребление тепловой энергии намного меньше потребления электрической энергии, поэтому применение турбин с противодавлением ограничено.

Наиболее распространены конденсационные турбины с одним или двумя регулируемыми отборами пара, позволяющие изменять тепловую и электрическую нагрузки в большом диапазоне независимо одну от другой. Это дает возможность в зимнее время использовать турбины с отборами пара для целей теплофикации и выработки электроэнергии, а в летнее время только для выработки электроэнергии.

§ 3

ОСНОВЫ ГАЗОДИНАМИКИ СЖИМАЕМОЙ ЖИДКОСТИ

При рассмотрении теории и теплового расчета паровых и газовых турбин принимают ряд допущений.

Предполагается непрерывное установившееся (стационарное) течение потока в каналах направляющих и рабочих решеток с постоянными в каждой точке параметрами потока p , t и v . Тепловые расчеты проводят для одномерного потока, т. е. такого, в котором изменение параметров и скорости происходит в одном направлении. Течение газа в каналах проточной части предполагается обратимым и адиабатным (изоэнтропным). В качестве рабочего тела принимается идеальный газ, в котором силы межмолекулярного взаимодействия отсутствуют, а сами молекулы рассматриваются как материальные точки, не имеющие геометрических размеров и объема.

Теория течения потока основана на уравнениях состояния, неразрывности, сохранения энергии и количества движения.

Уравнение состояния идеального газа. Параметры потока p , v , T в каждом сечении канала связаны уравнением Клайперона — Менделеева

$$pv = RT,$$

где p — давление, кгс/м²; T — температура, К; v — удельный объем, м³/кг; R — газовая постоянная, кгс·м/кг·°С.

Уравнение адиабаты (изоэнтропы). Состояние движущегося идеального газа меняется по обратимой адиабате при $s = \text{const}$

$$pv^k = \text{const},$$

где $k = C_p/C_v$ — показатель адиабаты; C_p , C_v — теплоемкости соответственно при изобарном и изохорном процессах, ккал/кг·°С.

Уравнение сохранения энергии. Согласно первому закону термодинамики теплота dq , сообщаемая 1 кг газа, идет на повышение внутренней энергии газа du и совершение работы dL_1 :

$$dq = du + AdL_1.$$

Для конечного процесса

$$q = u_1 - u_0 + AL_1.$$

Для адиабатного процесса, происходящего без теплообмена с окружающей средой ($dq = 0$), уравнение примет вид

$$du + AdL_1 = 0; \quad du = -AdL_1.$$

Тогда для конечного процесса

$$u_1 - u_0 = -AL_1; \quad L_1 = \frac{u_0 - u_1}{A}.$$

Из этого уравнения следует, что при адиабатном расширении работа совершается за счет уменьшения внутренней энергии.

Изоэнтروпный процесс часто называют адиабатным. Как показывают написанные выше формулы, адиабатным является процесс без теплообмена ($dq = 0$), в котором отсутствуют внешний ($dq_a = 0$) и внутренний ($dq_n = AL_m$) теплообмены. Однако может быть $dq = 0$ при наличии того и другого теплообмена, но при условии, что $dq_a = -dq_m$. При этом $ds = 0$, т. е. $ds = \frac{dq_a + (-dq_m)}{T} = 0$, процесс будет изоэнтропным, но не будет адиабатным.

Уравнение неразрывности потока. При установившемся течении в канале (рис. 19) выделим два сечения с площадями F_0 и F_1 , перпендикулярными направлению движения потока. Расход G через любое сечение канала будет неизменным:

$$G = G_0 = G_1 = \text{const.} \quad (1)$$

Объемный расход потока V_0 через первое сечение

$$V_0 = F_0 c_0 \quad (2)$$

или

$$V_0 = G_0 v_0. \quad (3)$$

Приравнявая выражения (2) и (3), получим

$$G_0 v_0 = F_0 c_0; \quad G_0 = \frac{F_0 c_0}{v_0}.$$

Для второго сечения аналогично

$$G_1 v_{1t} = F_1 c_{1t}; \quad G_1 = \frac{F_1 c_{1t}}{v_{1t}}.$$

В соответствии с соотношением (1)

$$G = \frac{Fc}{v} = \frac{F_0 c_0}{v_0} = \frac{F_1 c_{1t}}{v_{1t}} = Fc \frac{1}{v} = \text{const};$$

$$Gv = Fc. \quad (4)$$

Изоэнтропное истечение потока через сопло. Предположим, что в резервуар постоянно поступает идеальный газ с параметрами p_0 , t_0 , v_0 и выходит через суживающееся сопло в пространство с давлением p_1 . Скорость перед соплом $c_0 = 0$. Процесс истечения из сопла — адиабатный.

Выделим произвольный объем, заключенный между двумя невесомыми поршнями 1 и 2. Действие исключенного из рассмотрения газа заменяется внешними силами, действующими на поршни. В направлении движения газа на поршень 1 действует

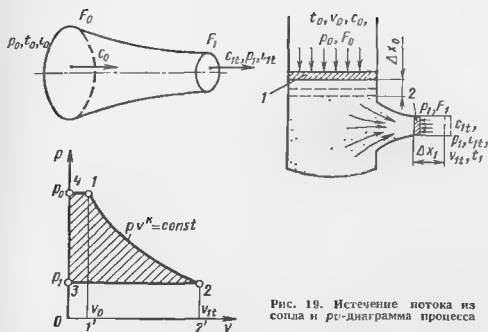


Рис. 19. Истечение потока из сопла и p - v -диаграмма процесса

внешняя сила $p_0 F_0$ (F_0 — площадь поршня 1), а против движения потока — сила $p_1 F_1$ (F_1 — площадь поршня 2). За 1 с через каждое сечение сопла проходит 1 кг газа. При этом поршень 1 передвигается на расстояние Δx_0 и совершает работу

$$L_{10} = p_0 F_0 \Delta x_0 = p_0 v_0,$$

а поршень 2 — на расстояние Δx_1 , совершая работу

$$L_{12} = p_1 F_1 \Delta x_1 = p_1 v_{1t},$$

где индекс t в обозначении удельного объема v_{1t} указывает, что изменение параметров происходит при теоретическом адиабатном процессе.

Результатирующая работа внешних сил

$$L_1 = L_{10} - L_{12} = p_0 v_0 - p_1 v_{1t}.$$

Кроме работы давления, при истечении газа совершается работа адиабатного расширения газа за счет изменения внутренней энергии

$$L_1 = \frac{1}{k-1} (u_0 - u_1) = \frac{1}{k-1} (p_0 v_0 - p_1 v_{1t}).$$

Из построения процесса истечения в p - v -диаграмме (рис. 19) следует, что

$$L_{10} = p_0 v_0 = S_{11'04}; \quad L_1 = \frac{1}{k-1} (u_0 - u_1) = S_{122'1'};$$

$$L_{12} = p_1 v_{1t} = S_{22'03},$$

где $S_{11'04}$, $S_{122'1'}$, $S_{22'03}$ — площади, определяемые по p - v -диаграмме.

Полная располагаемая работа 1 кг газа при истечении через сопло

$$L_{\text{лп}} = L_{10} + L_1 - L_{12} = S_{11'04} + S_{122'1'} - \\ - S_{22'03} = S_{1234}$$

или

$$L_{\text{лп}} = p_0 v_0 + \frac{1}{k-1} (p_0 v_0 - p_1 v_{1f}) - p_1 v_{1f} = \frac{k}{k-1} (p_0 v_0 - p_1 v_{1f}), \quad (5)$$

или

$$L_{\text{лп}} = k L_1 = \frac{k}{A} (u_0 - u_1), \quad (6)$$

где k — показатель изоэнтропы (адиабаты); $k = 1,4$ — для воздуха; $k = 1,3$ — для перегретого пара; $k = 1,135$ — для насыщенного пара.

Если принять работу адиабатного расширения за единицу, т. е. $L_1 = \frac{u_0 - u_1}{A} = 1$ кгс·м/кг, то для воздуха $L'_1 = 0,4$ кгс·м/кг; для перегретого пара $L'_1 = 0,3$ кгс·м/кг; для насыщенного пара $L'_1 = 0,135$ кгс·м/кг.

Из рассмотренного можно сделать вывод, что при истечении потока из сопла работа совершается за счет изменения внутренней энергии и частично за счет энергии давления.

При адиабатном расширении потока в соплах вся выделявшаяся энергия преобразуется по закону сохранения энергии в кинетическую энергию потока. Приращение кинетической энергии

$$L_{\text{лп}} \approx 0,5m (c_{1f}^2 - c_0^2), \quad (7)$$

где $m = 1/g$ — масса 1 кг газа; $g = 9,81$ м/с² — ускорение свободного падения; c_0 — скорость потока во входном сечении сопла; c_{1f} — теоретическая скорость потока в выходном сечении сопла.

Для 1 кг газа при $c_0 = 0$ формула (7) примет вид

$$L_{\text{лп}} = \frac{c_{1f}^2}{2g}. \quad (8)$$

Приравнявая выражения (5) и (8), получим

$$\frac{c_{1f}^2}{2g} = \frac{k}{k-1} (p_0 v_0 - p_1 v_{1f}).$$

Отсюда

$$c_{1f} = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} (p_0 v_0 - p_1 v_{1f})} = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left(1 - \frac{p_1 v_{1f}}{p_0 v_0}\right)}. \quad (9)$$

Уравнение адиабатного процесса

$$p v_0^k = p_1 v_{1f}^k = \text{const или } \frac{v_{1f}}{v_0} = \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{-\frac{1}{k}}. \quad (10)$$

Подставив отношение v_{1t}/v_0 из выражения (10) в уравнение (9), после преобразования получим

$$c_{1t} = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (11)$$

Если $p_1 = p_0$, $p_1/p_0 = 1$, то $c_{1t} = 0$; а если $p_1 < p_0$, $p_1/p_0 < 1$, то $c_{1t} > 0$, т. е. истечение потока из сопла может быть только при снижении давления. Расход при истечении определится подстановкой в формулу (4) значения скорости c_{1t} из уравнения (11) и величины v_{1t} из уравнения адиабаты (10). После преобразования получим

$$G = F_1 \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{v_0} \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (12)$$

где $G = 0$ при $p_1 = p_0$, $p_1/p_0 = 1$ и $G > 0$ при $p_1 < p_0$, $p_1/p_0 < 1$.

Подстановкой в формулу (12) различных значений p_1 при постоянных F_1 , k , p_0 , v_0 получена зависимость расхода G от p_1 — кривая abO (рис. 20); сплошной линией изображена опытная кривая abc . На участке ab обе кривые совпадают. На участке изменения давления за соплом от 0 до $p_{кр}$ по опытным данным расход остается постоянным, а подсчитанный по формуле (12) уменьшается до нуля.

Для объяснения расхождения опытных данных с теоретическими Сен-Венаном была предложена гипотеза, по которой в суживающихся соплах давление в выходном сечении не может быть ниже критического давления $p_{кр}$, как бы не понижалось давление p_1 среды, куда происходит истечение. Таким образом, при уменьшении давления p_1 от величины $p_{кр}$ до 0 в выходном сечении суживающегося сопла $p_{кр} = \text{const}$ и $G_{кр} = \text{const}$, что подтверждается опытом.

Для определения максимума на кривой abO нужно взять производную переменную части выражения (12) и приравнять нулю:

$$\left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]' = 0;$$

$$\frac{2}{k} \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}-1} -$$

$$- \frac{k+1}{k} \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}-1} = 0.$$

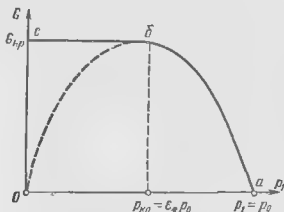


Рис. 20. Зависимость расхода потока через суживающееся сопло от противодавления p_1

Поделив оба члена на $\frac{k+1}{k}$, получим

$$\frac{2}{k+1} \left(\frac{p_{1 \max}}{p_0} \right)^{\frac{2-k}{k}} = \left(\frac{p_{1 \max}}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}};$$

$$\frac{2}{k+1} = \left(\frac{p_{1 \max}}{p_0} \right)^{\frac{1}{k} - \frac{2-k}{k}} = \left(\frac{p_{1 \max}}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Отсюда определяется значение $p_{1 \max}/p_0$, при котором достигается критический расход через суживающееся сопло:

$$e_* = \frac{p_{кр}}{p_0} = \frac{p_{1 \max}}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (13)$$

Следовательно, $p_{кр}$ зависит только от p_0 :

$$p_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} p_0. \quad (14)$$

Критическая скорость $c_{кр}$ истечения из сопла, соответствующая $p_{кр}$, может быть определена из уравнения (11), если вместо отношения p_1/p_0 подставить значение $p_{кр}/p_0$ из выражения (13):

$$c_{кр} = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} p_0 v_0}. \quad (15)$$

Критический расход определяется, если в формулу (12) вместо отношения давлений подставить его выражение из формулы (13) для критического истечения. После преобразования получим

$$G_{кр} = F_1 \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} \frac{p_0}{v_0}}. \quad (16)$$

Формулы (14), (15) и (16) после подстановки $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ и соответствующих значений k приведены в табл. 5.

Т а б л и ц а 5

Критические параметры потока

Рабочее тело	k	$p_{кр}$ [формула (14)]	$c_{кр}$ [формула (15)]	$G_{кр}$ [формула (16)]
Воздух . . .	1,4	$0,528 p_0$	$3,38 \sqrt{p_0 v_0}$	$2,145 F_1 \sqrt{p_0 / v_0}$
Перегретый пар . . .	1,3	$0,546 p_0$	$3,33 \sqrt{p_0 v_0}$	$2,09 F_1 \sqrt{p_0 / v_0}$
Сухой насыщенный пар	1,135	$0,577 p_0$	$3,23 \sqrt{p_0 v_0}$	$1,99 F_1 \sqrt{p_0 / v_0}$

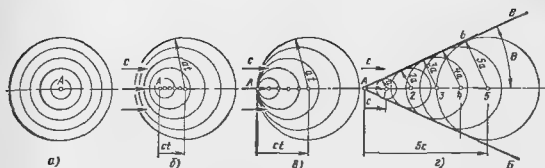


Рис. 21. Распространение малых возмущений в газовой среде:

a — неподвижной ($c = 0$), *б* — с дозвуковым потоком ($c < a$), *в* — со звуковым потоком ($c = a$), *г* — со сверхзвуковым потоком ($c > a$)

Распространение малых возмущений в движущемся потоке. Во всякой упругой сплошной среде малые возмущения распространяются со скоростью звука. При малых возмущениях изменения параметров среды (давления, плотности, температуры) достаточно малы по сравнению с величинами этих параметров в невозмущенной среде.

Скорость звука представляет собой величину, характерную для данного вещества и зависящую от состояния и природы этого вещества. Например, при 0°C в воздухе $a = 332 \text{ м/с}$, в воде $a = 1450 \text{ м/с}$, в меди $a = 3800 \text{ м/с}$.

Скорость звука для идеального газа

$$a = \sqrt{gkpv}. \quad (17)$$

Так как $pv = RT$, то $a = \sqrt{gkRT}$.

Из последнего выражения следует, что скорость звука в идеальном газе зависит только от его температуры.

Пример. Для воздуха $k = 1,4$ и $R = 29,37 \text{ кг-м/кг} \cdot ^\circ \text{C}$. Формула (17) примет вид $a = \sqrt{9,81 \cdot 1,4 \cdot 29,37 T} = 20,1 \sqrt{T}$. Скорость звука $a = 332 \text{ м/с}$ при 0°C ; $a = 342 \text{ м/с}$ при 15°C ; $a = 349 \text{ м/с}$ при 30°C ; $a = 386 \text{ м/с}$ при 100°C .

Установим связь между критической скоростью потока и скоростью звука. Подставим в уравнение (15) p_0 и v_0 из выражений (13) и (10). Принимая $p_1 = p_{\text{кр}}$, $v_1 = v_{\text{кр}}$, после преобразований получим

$$c_{\text{кр}} = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} p_{\text{кр}} v_{\text{кр}} \frac{k+1}{2}} = \sqrt{gk p_{\text{кр}} v_{\text{кр}}}. \quad (18)$$

При критических параметрах критическая скорость потока равна скорости звука a $c_{\text{кр}}$. Отношение скорости течения газа c к скорости звука a называется числом Маха ($M = c/a$). Число Маха характеризует сжимаемость газа. Газ можно считать несжимаемым, если скорость течения c мала по сравнению со скоростью звука a ($M < 0,4$).

Рассмотрим распределение малых возмущений со скоростью звука от точечного источника возмущений в неподвижной газовой среде и среде, движущейся с дозвуковыми и сверхзвуковыми скоростями.

В неподвижной газовой среде (рис. 21, а) точечный источник возбуждения A создал за счет мгновенного увеличения своего объема местное уплотнение. Распространяются возмущения во все стороны с одинаковой звуковой скоростью a в виде сферических волн, радиус которых в произвольный момент времени от начала возмущений $r = at$.

В движущемся со скоростью c потоке находится неподвижный точечный источник возмущений A . Распространение возмущений будет зависеть от соотношения величин скорости потока c и скорости звука a . Скорость распространения возмущений по направлению движения потока равна $c + a$, а против движения $c - a$. Кольцевые волны распространения возмущения снесутся потоком так, что центр A кольцевой волны перемещается на величину ct (рис. 21, б). В случае дозвукового потока $c < a$. В звуковом потоке $c = a$ (рис. 21, в), и распространение волны возмущения в направлении движения потока происходит со скоростью $c + a = 2a$, а в противоположном направлении возмущение не распространяется.

Рассмотрим распространение малых возмущений в газе, движущемся со сверхкритической скоростью $c > a$ (рис. 21, г). Через небольшой промежуток времени центр волны переместится из точки A в точку 1 потоком, движущимся со скоростью c , поэтому вся волна переместится вправо. Затем центр волны окажется в точке 2, в точке 3 и т. д. Так как скорость потока $c > a$, то возмущения снесутся потоком газа, и волна возмущений распространяется только в направлении движения газа, причем область распространения кольцевой волны (для плоского потока) ограничивается линиями, наклонными под углом θ к направлению потока.

Конус $BAВ$ называется конусом возмущений. Вие конуса $BAВ$ на поток не влияют возмущения, возникающие в точке A . Концентрация возмущений в сверхзвуковых потоках является их характерной особенностью. Угол конуса возмущений θ определяется, например, из треугольника $A5b$; $\sin \theta = a/c = 1/M$. При резком повышении давления и уменьшении скорости в сверхзвуковом потоке впереди тела возникают скачки уплотнений.

При переходе через скачок уплотнений давление потока возрастает, а скорость резко уменьшается. Скачок уплотнений называют также ударной волной. Фронт скачка уплотнений разделяет поток на две части; перед скачком поток не возмущен, а в области между фронтом скачка и телом находится возмущенный поток с повышенным давлением, плотностью, температурой и пониженной скоростью.

Фронт скачка уплотнений располагается под углом β к направлению движения набегающего невозмущенного потока. В зависимости от величины угла β , определяемой формой тела и скоростью набегающего потока, разделяют скачки уплотнений на прямые при $\beta = 90^\circ$ и косые при $\beta < 90^\circ$.

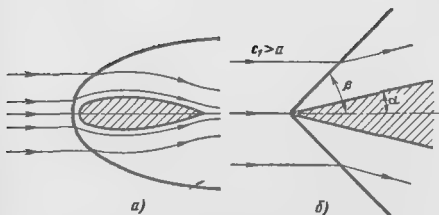


Рис. 22. Обтекание сверхзвуковым потоком профилей:
а — с закругленной входной кромкой, б — с острой входной кромкой

В случае обтекания сверхзвуковым потоком тела с закругленной передней кромкой (рис. 22, а) скачок уплотнений имеет криволинейную форму. В передней центральной части он близок к прямому скачку, а по мере удаления от тела угол наклона скачка под влиянием вязкости уменьшается и приближается к углу малых возмущений. При переходе через прямой скачок скорость уменьшается и становится дозвуковой; при переходе через косой скачок скорость также уменьшается, но в меньшей степени, и может быть как дозвуковой, так и сверхзвуковой. На скачке уплотнений при торможении потока возникают потери кинетической энергии — волновые потери.

По мере увеличения скорости (увеличения числа Маха M) набегающего потока при заданном значении угла раствора клина α (рис. 22, б) угол наклона скачка β уменьшается. При увеличении угла раствора клина α при заданной скорости потока угол наклона скачка β увеличивается; при дальнейшем увеличении α скачок несколько отдалится от тела и все большая часть его приближается к форме прямого скачка, связанного с наибольшими потерями.

Для уменьшения потерь энергии необходимо, чтобы тела, обтекаемые сверхзвуковым потоком, имели возможно более тонкую заостренную переднюю кромку.

§ 4

ТЕЧЕНИЕ ЧЕРЕЗ СОПЛА РЕАЛЬНЫХ ПОТОКОВ

Для реальных газов и паров уравнения (11) и (12) дают не совсем точные результаты.

При адиабатном расширении вся выделившаяся в потоке энергия преобразуется в кинетическую. Приращение кинетической энергии для 1 кг газа или пара

$$L_{\text{кп}} = \frac{c_{\text{т}}^2 - c_0^2}{2g}.$$

Раскрывая уравнение (5), получим

$$u_0 + A p_0 v_0 + A \frac{c_0^2}{2g} = u_1 + A p_1 v_1 + A \frac{c_1^2}{2g}, \quad (19)$$

где $A \frac{c_0^2}{2g}$ — кинетическая энергия потока во входном сечении сопла.

Левая часть уравнения — энергия 1 кг пара или газа при входе в сопло; правая — при выходе из него. В процессе течения потока происходит преобразование полной энергии, равной сумме внутренней и потенциальной энергии давления, в кинетическую. Полная энергия (энтальпия)

$$i = u + A p v, \quad (20)$$

где u — внутренняя энергия; $p v$ — потенциальная энергия давления.

После подстановки уравнения (20) в (19) получим

$$i_0 + A \frac{c_0^2}{2g} = i_1 + A \frac{c_1^2}{2g}. \quad (21)$$

Рассмотрим течение пара через сопло в i -с-диаграмме (рис. 23). Обычно заданными являются величины p_0 , t_0 , c_0 , p_1 . Пересечением изобары p_0 с изотермой t_0 находят точку A_0 , характеризующую состояние пара во входном сечении сопла. В этой точке по i -с-диаграмме можно определить все недостающие параметры пара i_0 , s_0 , v_0 в данном сечении.

Считая течение изэнтропным ($s = \text{const}$), проводят из точки A_0 вертикальную линию до пересечения с изобарой p_1 . Полученная точка A_1 характеризует состояние пара в выходном сечении сопла и определяет величины v_1 , t_1 , i_1 .

Решая уравнение (21) относительно неизвестной величины c_1 , получим

$$c_{1t} = \sqrt{\frac{2g}{A}} \sqrt{i_0 - i_1 + A \frac{c_0^2}{2g}} = 91,5 \sqrt{h_0 + \frac{c_0^2}{8380}}, \quad (22)$$

где $h_0 = i_0 - i_1$ — располагаемый тепловой перепад (располагаемая тепловая энергия 1 кг пара), определяемый по i -с-диаграмме;

$$\sqrt{\frac{2g}{A}} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 427} = \sqrt{8380} = 91,5.$$

Подкоренное выражение уравнения представляет собой полную располагаемую энергию 1 кг пара.

Если от точки A_0 (рис. 23) на i -с-диаграмме отложить вверх величину $A \frac{c_0^2}{2g}$, то получим фиктивные параметры пара p_{0n} , v_{0n} , t_{0n} , адиабатно заторможенного потока до $c_0 = 0$ перед входом в сопло. Эти параметры называются параметрами торможения

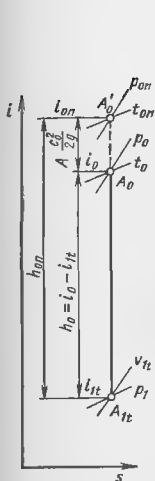
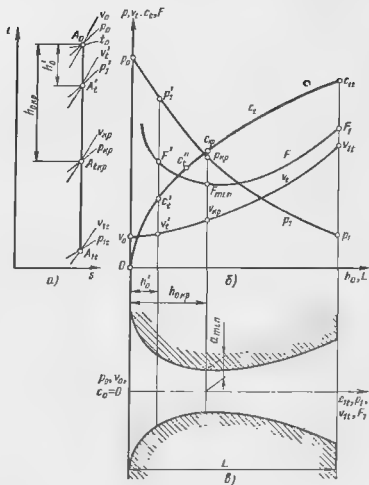


Рис. 23. Процесс расширения потока в соплах в i - s -диаграмме

Рис. 24. Профилирование сопла:

a — процесс расширения пара в i - s -диаграмме, b — диаграмма изменения параметров в зависимости от теплоперепада, $в$ — сопло



или полиными параметрами. Формула (22) упрощается, если в нее ввести полные параметры:

$$h_{0n} = i_0 - i_{1t} + A \frac{c_0^2}{2g} = h_0 + A \frac{c_0^2}{2g},$$

$$c_{1t} = 91,5 \sqrt{h_{0n}}.$$

При $c_0 = 0$ $A \frac{c_0^2}{2g} = 0$, $h_{0n} = h_0$ и

$$c_{1t} = 91,5 \sqrt{h_0}. \quad (23)$$

Площадь поперечного сечения сопла может быть определена по уравнению неразрывности

$$F = \frac{G_t v_t}{c_t} 10^4, \quad (24)$$

где G_t — в кг/с; v_t — в м³/кг; c_t — в м/с; F — в см².

Профилирование сопла. При профилировании сопла за основу берется адиабатный процесс расширения потока и устанавли-

ваются закономерности изменения параметров p и v , скорости потока c , с помощью которых определяются площади поперечных сечений F по длине сопла.

Заданными величинами являются входные параметры G , p_0 , t_0 , $c_0 = 0$ и давление p_1 на выходе из сопла. Кроме is -диаграммы (рис. 24, а), строят вспомогательную диаграмму (рис. 24, б), по оси абсцисс которой откладывают тепловые перепады, а по оси ординат параметры пара p , v , скорость c и площадь проходных сечений сопла F .

По начальным параметрам p_0 и t_0 в is -диаграмме находят точку A_0 , характеризующую состояние пара во входном сечении сопла. На вспомогательной диаграмме при $h_0 = 0$ откладывают на оси ординат значения p_0 , $c_0 = 0$, v_0 , определенные по is -диаграмме. Из точки A_0 в is -диаграмме проводят вертикальную линию, характеризующую адиабатный процесс. Задаются произвольным значением h_0 , и в точке A_{11} определяют p'_1 и v'_1 . На вспомогательной диаграмме по оси абсцисс откладывают h'_0 , а по оси ординат v'_1 и p'_1 . Скорость потока определяют по формуле (23), а площадь сечения — из уравнения (24).

Значения c'_1 и F' переносят на диаграмму (рис. 24, б). В рассмотренном порядке расчет повторяют несколько раз для произвольно выбранных тепловых перепадов. Полученные на диаграмме точки соединяют кривыми, которые характеризуют изменение параметров потока и площадей сечений F . Параметры в выходном сечении имеют индекс 1, т. е. p_1 , v_{11} , c_{11} , F_1 . По оси абсцисс откладывают длину сопла L . Поперечные сечения сопла могут быть круглыми или прямоугольными (следует заметить, что технологически проще выполнить прямоугольные сечения). Проводят ось сопла. Для круглых сечений определяют

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}};$$

для прямоугольных сечений, принимая высоту сопла $b_b = \text{const}$, на всей его длине определяют ширину b_{11} :

$$0,5b_{11} = \frac{F}{b_b}.$$

От оси откладывают вычисленные r или $0,5b_{11}$. Соединяя намеченные точки плавными кривыми, получают расширяющееся сопло (рис. 24, в), состоящее из двух частей: суживающейся и расширяющейся. В минимальном сечении сопла достигаются критические параметры пара $p_{кр} = \varepsilon_* p_0$, удельный объем $v_{кр}$ и скорость $c_{кр} = a$. Таким образом, минимальным сечением процесс расширения разделяется на две области: дозвуковую и сверхзвуковую.

Можно объяснить полученную форму сопла следующим. В области докритического расширения (рис. 24, б) скорость c увеличивается быстрее, чем удельный объем v , поэтому в соот-

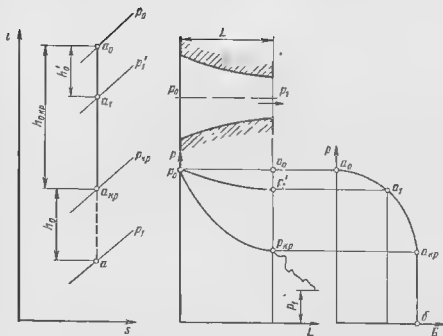


Рис. 25. Процесс расширения пара в суживающихся соплах при $p_0 = \text{const}$ и переменном p_1 в is -, pL - и pG -диаграммах

в соответствии с формулой (24) площади сечений сопла F уменьшаются — сопло получается суживающейся формы. В области сверхкритического течения удельный объем v_t увеличивается быстрее скорости c_t и сопло получается расширяющимся, так как площади сечений должны увеличиваться.

Течение в соплах при переменном конечном давлении p_1 . Расчет сопловой решетки при переменных начальном p_0 и конечном p_1 давлений сводится к определению закона изменения расхода.

Рассмотрим тепловой процесс в суживающихся соплах в is -диаграмме (рис. 25) при понижении противодавления p_1 от величины p_0 до 0 и $p_0 = \text{const}$. В области докритического истечения потока $p_0 > p_1 > p_{кр}$ при $s = 0$. Из уравнений (23) и (24) видно, что с увеличением h_0 возрастают c_M и v_M . Скорость c_M увеличивается быстрее удельного объема v_M ($F_1 = \text{const}$), поэтому расход возрастает.

На рис. 25 приведены кривые изменения давления потока в соплах при различных значениях противодавления и построена зависимость расхода G от меняющегося противодавления p_1 (кривая $a_0 a_1 a_{кр}$). При понижении давления за соплом от критического значения $p_{кр}$ до $p_1 > 0$ в выходном сечении F_1 устанавливаются критические значения $p_{кр}$, $c_{кр}$, через сопло проходит критический расход $G_{кр}$.

Расширение потока от $p_{кр}$ до противодавления $p_1 < p_{кр}$ происходит за соплом и сопровождается вихреобразованием. Скорость потока $c_{кр}$ остается постоянной.

Если поток вытекает из сопла со скоростью c_M , меньшей скорости звука, то скорость распространения давления навстречу

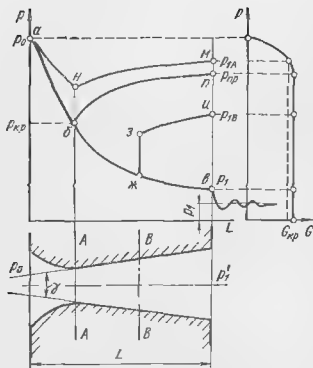


Рис. 26. Процесс расширения пара в расширяющемся сопле при $p = \text{const}$ и переменном p_1 в p - r - и p - G -диаграммах

потоку будет равна $a - c_{1t}$. Распространение давления навстречу потоку возможно лишь в том случае, когда $c_M < a$. Равенство скоростей $c_M = c_{кр} = a$ наступает при $p_{кр}$, состояние потока в любом сечении сопла перестает зависеть от давления $p_1 < p_p$ за соплом, т. е. в выходном сечении устанавливается постоянные $p_{кр}$, $c_{кр}$ и $G_{кр}$.

Зависимость расхода потока G через суживающееся сопло от противодавления p_1 в области докритического расширения можно выразить по формуле, основанной на предположении, что кривая $a_0 a_1 a_{кр}$ может быть представлена в достаточном приближении дугой эллипса:

$$G = G_{кр} \sqrt{1 - \left(\frac{p_1 - p_{кр}}{p_0 - p_{кр}} \right)^2} = B G_{кр}.$$

Расход $G = 0$ при $p_1 = p_0$, а расход $G = G_{кр}$ при $p_1 = p_{кр}$. Подкоренное выражение носит название коэффициента Бендемана B . Оно зависит только от отношения давлений p_1/p_0 , но имеет различные значения для пара и газа при тех же отношениях p_1/p_0 , так как различны значения e_* (для перегретого пара $e_* = 0,546$; для насыщенного пара $e_* = 0,578$; для воздуха $e_* = 0,528$), а следовательно, и $p_{кр} = e_* p_0$. Критический расход пара (кг/с) при адиабатном расширении определяется по уравнению

$$G_{кр} = K F_1 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}},$$

где $K = 1,99 \cdot 10^{-2}$ — для сухого насыщенного пара; $K = 2,09 \times 10^{-2}$ — для перегретого пара; $K = 2,14 \cdot 10^{-2}$ — для воздуха; p_0 , кгс/см²; v_0 , м³/кг; F_1 , см².

Расширяющееся сопло получается при сверхкритическом истечении потока (см. рис. 24). Угол конусности по опытным данным должен быть $\gamma \leq 10 \div 12^\circ$ во избежание возможного отрыва потока от стенок (рис. 26).

При переменных режимах работы сопла и $p_0 = \text{const}$ возможно, что давление в камере за соплом $p'_1 < p_1$ и $p'_1 > p_1$. При $p'_1 < p_1$ характер расширения потока в пределах сопла такой же, как и при расчетном режиме (кривая *абжв*), т. е. в выходном сечении

устанавливается расчетное давление p_1 и достигается скорость $c_{1c} > c_{кр}$. Расширение потока от давления p_1 до величины $p'_1 < p_1$ происходит за соплом и сопровождается вихреобразованием. Данный случай аналогичен расширению потока в суживающихся соплах при $p_1 < p_{кр}$.

Если давление в камере за соплом p_{1A} , p_{1B} и т. д. выше расчетного p_1 в выходном сечении, то давление в потоке должно повышаться, чтобы было возможно истечение потока в окружающую среду. Сжатие потока возможно за счет преобразования кинетической энергии в потенциальную. В расширяющейся части сопла, где поток движется со сверхзвуковой скоростью, возникают скачки уплотнений. Характер течения в зоне скачка уплотнений такой же, как и в случае, когда поток при скорости, превышающей скорость звука, встречает преграду (см. рис. 22). В данном случае при $p'_1 > p_1$ необходимо рассмотреть три особенности потока:

1) на длине сопла от входного сечения до сечения, в котором возникает скачок уплотнения, происходит нормальное расширение потока, отвечающее расчетным условиям;

2) в сечении сопла, в котором происходит скачок уплотнения, скачкообразно повышаются давление и плотность потока, уменьшается скорость от сверхзвуковой до звуковой;

3) после скачка уплотнений в последующей расширяющейся части сопла уменьшается скорость потока и увеличивается давление (становится равным давлению в камере за соплом).

Например, при противодавлении $p_{1B} > p_1$ в сечении $B-B$ (рис. 26) возникает скачок уплотнения. До сечения $B-B$ расширение потока происходит по кривой *абж*; в сечении $B-B$ скачкообразно повышается давление (кривая *жз*) и уменьшается скорость потока; после сечения $B-B$ давление постепенно увеличивается (кривая *зи*) до значения p_{1B} , при этом скорость потока уменьшается. Аналогичны процессы при скачках уплотнения в других сечениях.

По мере увеличения противодавления за соплом скачок уплотнения перемещается от выходного сечения в глубь расширяющейся части сопла и приближается к минимальному сечению.

Противодавление $p'_{пр}$, при котором возникает скачок уплотнений, в минимальном сечении определяется формулой

$$p'_{пр} = p_0 \left[\varepsilon_* + (1 - \varepsilon_*) \sqrt{1 - \frac{F_{min}}{F_1}} \right].$$

С увеличением противодавления от 0 до $p'_{пр}$ критическое давление $p_{кр}$ в минимальном сечении не меняется; следовательно, остается постоянным критический расход $G_{кр}$ через сопло.

С дальнейшим ростом противодавления критическая скорость не будет достигаться в минимальном сечении $A-A$, а значит будет уменьшаться расход через сопло. В этом случае расширяющееся сопло работает как труба Вентури, т. е. в суживающейся

части происходит расширение потока, при этом скорость его возрастает, а в расширяющейся части сопла кинетическая энергия потока преобразуется в потенциальную с повышением давления (сопло работает как диффузор) — кривая *анм*. Из изложенного следует, что при переменных режимах расширяющиеся сопла работают менее экономично (с большими потерями энергии), чем суживающиеся. Это явилось одной из причин ограничения их применения в паровых и газовых турбинах.

Расширение потока в косом срезе сопла. В сопловых решетках ступеней турбины потенциальная энергия потока преобразуется в кинетическую. Сопловые решетки направляют поток на рабочие лопатки. Сопловые каналы образуются направляющими лопатками и поверхностями диафрагм или сопловых аппаратов, которые в сборе представляют собой кольца или сегменты, устанавливаемые в плоскости, перпендикулярной оси турбины (см. рис. 1).

При входе в сопла поток имеет почти осевое направление. При выходе из сопла поток должен быть отклонен от осевого направления на угол $90^\circ - \alpha_1$. В реальных турбинах приходится искривлять ось сопла, причем делать это желательно во входной его части, где скорости потока еще невелики и поэтому потери энергии, вызванные поворотом потока, будут небольшими. На выходе сопла устанавливают под углом α_1 к плоскости вращения колеса для обеспечения непрерывного воздействия потока на рабочие лопатки. Поэтому все сопла имеют так называемый косой срез *оаб* (рис. 27).

Значительный интерес представляет докритическое и сверхкритическое расширение потока в наиболее часто применяемых суживающихся соплах с изогнутой осью.

Докритическое расширение при $p_1/p_0 \geq \epsilon_{*}$ происходит в суживающейся части сопла. При этом в выходном сечении *оа* давление p_1 рав-

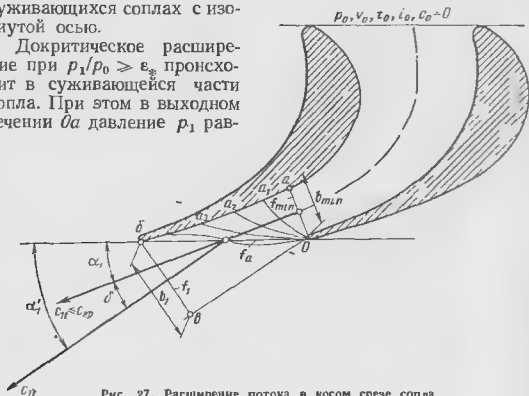


Рис. 27. Расширение потока в косом срезе сопла

но давлению в камере за соплом. Максимальная скорость $c_{кр} = a$ достигается в сечении $0a$ при критическом давлении за соплом. При дозвуковом расширении косою срез сопла служит только для направления потока под углом α_1 .

Расширение при сверхкритической скорости при $p_1/p_0 < \epsilon_*$ происходит в суживающейся части сопла до давления $p_{кр}$, которое устанавливается в сечении $0a$, и в косом срезе при давлении $p_1 \leq p_{кр}$.

В этом случае поток перестает быть симметричным относительно оси сопла. Рассмотрим отдельные струйки потока для выяснения явлений, происходящих в косом срезе. Часть потока у кромки в точке 0 попадает из области с давлением $p_{кр}$ в сечении $0a$ в камеру за соплом с давлением $p_1 < p_{кр}$. Расширение происходит в камере за соплом от давления $p_{кр}$ до p_1 аналогично расширению потока в суживающихся соплах без косою среза (см. рис. 25).

Часть потока у поверхности ab расширяется от $p_{кр}$ до давления в точке b аналогично расширению потока в расширяющемся сопле, т. е. по мере движения потока давление постепенно изменяется от значения $p_{кр}$ до p_1 . При этом тепловая энергия преобразуется в кинетическую. Средняя часть потока расширяется по промежуточным законам.

Соединяя точки с одинаковыми давлениями, получим пучок изогнутых изобар, которые собираются в точке 0 , где давление резко меняется от $p_{кр}$ до p_1 .

Применим формулу (24) неразрывности потока к сверхкритическому расширению его в косом срезе. Расход $G = \text{const}$ при критических параметрах в минимальном сечении. При сверхкритическом расширении в соответствии с уравнением неразрывности площадь сечения струи должна увеличиваться, так как приращение удельного объема v_t происходит быстрее приращения скорости c_t . При одностороннем ограничении канала поверхностью ab увеличение площади сечения струи $F_1 > F_{\min}$ (рис. 27) возможно лишь при увеличении угла поворота потока от α_1 до $\alpha'_1 = \alpha_1 + \delta$. Угол δ отклонения потока от первоначального направления нужно рассчитать, чтобы знать условия входа потока на рабочие лопатки ступени.

Расход в сечениях $0a$ ($F_{\min}$) и $0b$ одинаковый:

$$G = \frac{F_{\min} c_{кр}}{v_{кр}} = \frac{F_1 c_t}{v_t}. \quad (25)$$

Считаем, что размывания струи при выходе из косою среза не происходит, т. е. высота струи l'_1 и высота сопла l_1 равны. Тогда

$$\frac{F_{\min}}{F_1} = \frac{b_{\min} l_1}{b_1 l_1} = \frac{b_{\min}}{b_1},$$

где из треугольника $0ab$ $F_{\min} = F_a \sin \alpha_1$; из треугольника $0bb'$ $F_1 = F_a \sin (\alpha_1 + \delta)$.

Подставляя значения $F_{\min}$ и F_1 в уравнение (25), найдем

$$\left. \begin{aligned} \sin(\alpha_1 + \delta) &= \frac{c_{кр} v_{1\delta}}{c_{1\delta} v_{кр}} \sin \alpha_1 \\ \sin(\alpha_1 + \delta) &= \frac{F_1}{F_{\min}} \sin \alpha_1 \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

или

Эти формулы выведены Бергом и носят его имя. Они применимы для теоретического и действительного потоков, так как содержат отношения скоростей и удельных объемов. Степень расширения потока в косом срезе, как это следует из формул (26), зависит от угла α_1 , т. е. от длины косого среза. Чем меньше α_1 , тем больше расширение косого среза, а при $\alpha_1 = 90^\circ$ косой срез отсутствует. Для определения максимальной степени расширения в косом срезе следует давление в камере за соплом принять равным нулю ($p_1 = 0$), тогда в сечении Ob установятся минимально возможное давление p_{1a} и максимально возможные удельный объем v_{1a} и скорость потока c_{1a} . В первом приближении можно считать, что изобарическая поверхность в этом случае совпадает с сечением Ob .

Ранее рассматривалось распространение малых возмущений в движущемся потоке со сверхзвуковой скоростью (см. рис. 21, g). При расширении пара в косом срезе малые возмущения возникают в точечном источнике O из-за резкой смены давлений. Располагая вершину конуса возмущений в точке O и совмещая направление движения потока (линия $A-5$ на рис. 21, g) с линией Ob на рис. 27, получаем при предельном расширении потока в косом срезе совпадение стороны конуса AB (см. рис. 21) с изобарной поверхностью Ob (рис. 27). Тогда можно записать

$$\sin \theta = \sin(\alpha_1 + \delta_{кр}) = \frac{a}{c_{1a}}, \quad (27)$$

где a — скорость звука при p_{1a} , v_{1a} .

Подставим значение $\sin \theta$ из уравнения (27) в (26):

$$\sin \theta = \sin(\alpha_1 + \delta_{кр}) = \frac{c_{кр} v_{1a}}{c_{1a} v_{кр}} \sin \alpha_1,$$

где $c_{кр} = \sqrt{gkp_{кр} v_{кр}}$ — скорость потока при $p_{кр}$, $v_{кр}$.

С некоторым приближением $\frac{a}{c_{1a}} = \frac{c_{кр}}{c_{1a}}$ и

$$1 = \frac{v_{1a}}{v_{кр}} \sin \alpha_1.$$

Отсюда определяется удельный объем v_{1a} при предельном расширении потока в косом срезе

$$v_{1a} = \frac{v_{кр}}{\sin \alpha_1}.$$

На is -диаграмме точка пересечения изохоры v_{1a} с адиабатой характеризует состояние потока в сечении Ob при предельном расширении в косом срезе. Этой точке на is -диаграмме соответствует давление p_{1a} . Если $p_{1a} > p_1$, то расширения косого среза недостаточно, и необходимо применять расширяющееся сопло. Если $p_{1a} < p_1$, применяется суживающееся сопло с учетом расширения потока в косом срезе, и тогда необходимо подсчитать угол отклонения δ по формуле (26). При расчете рабочих лопаток строят входной треугольник скоростей не по углу α_1 , а по углу $\alpha_1 + \delta$.

Процесс течения потока в соплах с учетом потерь энергии. В действительном процессе течения потока в соплах происходят потери энергии на трение, за счет чего скорость потока c_1 на выходе из сопла уменьшается:

$$c_1 = \varphi c_{1t}, \quad (28)$$

где $\varphi = 0,94 \div 0,98$ — скоростной коэффициент потерь в соплах (см. рис. 47).

При адиабатном истечении располагаемая тепловая энергия преобразуется в кинетическую $A \frac{c_{1t}^2}{2g}$. Часть кинетической энергии в действительном процессе расширения затрачивается на преодоление сопротивления, поэтому в выходном сечении сопла кинетическая энергия равна $A \frac{c_1^2}{2g}$. Потеря кинетической энергии (ккал/кг)

$$h_c = A \frac{c_{1t}^2}{2g} - A \frac{c_1^2}{2g} = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{8380}.$$

Подставляя значение c_{1t} и затем c_1 из формулы (28), запишем

$$h_c = (1 - \varphi^2) \frac{c_{1t}^2}{8380} = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{c_1^2}{8380}.$$

Имея в виду, что

$$A \frac{c_{1t}^2}{2g} = h_0 + A \frac{c_0^2}{2g} = h_{0n},$$

можно записать

$$h_c = (1 - \varphi^2) \left(h_0 + A \frac{c_0^2}{2g} \right) = (1 - \varphi^2) h_{0n} = \xi_c h_{0n}, \quad (29)$$

где $\xi_c = 1 - \varphi^2$ — коэффициент потери энергии в соплах.

Вследствие потерь кинетической энергии, теплосодержание повышается в действительном процессе по сравнению с адиабатным на величину $i_1 = i_{1t} + h_c$.

От точки A_{1t} в is -диаграмме (рис. 28) откладывают вверх значение h_c . Точка A_1 пересечения горизонтали i_1 с изобарой p_1

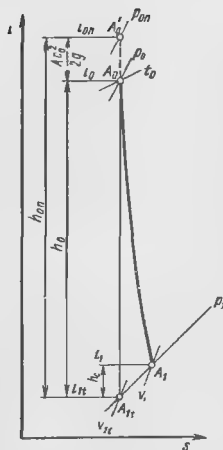


Рис. 28. Политропный процесс в соплах в is -диаграмме

получена из уравнения для данной величины F_1 расход

или

$$G = F_1 \frac{c_1}{v_1} = F_1 \frac{\rho_1 t}{v_1}$$

$$G = \mu_1 G_t = F_1 \frac{\mu_1 c_1 t}{v_{1t}}. \quad (30)$$

Удельные объемы v_1 и v_{1t} определяются по is -диаграмме, соответственно в точках A_1 и A_{1t} . Приравнявая выражения для

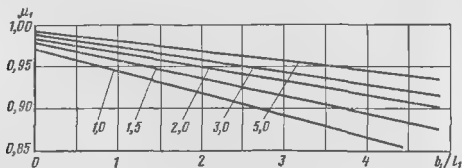


Рис. 29. Зависимость коэффициента расхода для сопловых и рабочих решеток от отношения b_1/l_1 при различных значениях $\sin \alpha_0 / \sin \alpha_1$ или $\sin \beta_1 / \sin \beta_2$

характеризует состояние потока в выходном сечении сопла. Соединяя точку A_0 с точкой A_1 плавной кривой, получаем политропный, действительный процесс расширения потока в соплах. Действительный расход пара меньше теоретического на величину коэффициента расхода μ_1 :

$$G = \mu_1 G_t.$$

Коэффициент расхода μ_1 зависит от толщины пограничного слоя, распределения скоростей в потоке и удельного объема. Так как толщина пограничного слоя по длине сопла увеличивается, а профиль распределения скоростей по толщине слоя становится более пологим, то коэффициент расхода по длине сопла уменьшается и становится минимальным в выходном сечении. На рис. 29 приведены зависимости коэффициента расхода μ_1 от отношения b_1/l_1 (b_1 — хорда профиля; l_1 — высота лопатки) в виде наклонных прямых.

Зависимость между коэффициентами скорости ϕ и расхода μ_1 может быть неразрывности струи, если подсчитать

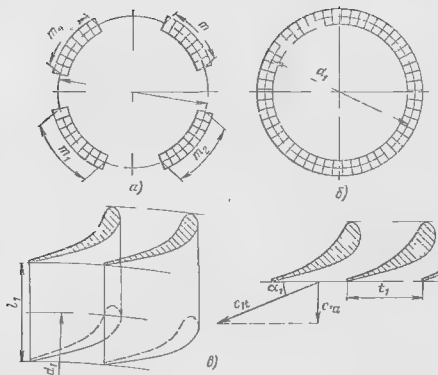


Рис. 30. Схема соплового аппарата:

а — парциальный подвод пара; *б* — полный подвод пара, *в* — сопловая решетка

расходов, получим

$$\mu_1 = \varphi \frac{v_{1t}}{v_1}.$$

Коэффициент расхода μ_1 будет равен коэффициенту скорости φ в том случае, если $v_{1t} = v_1$. Чем больше поперечные размеры сечения сопла и чем лучше обработаны поверхности канала, тем будет меньше толщина пограничного слоя и тем в большей степени коэффициент расхода μ_1 будет приближаться по значению к коэффициенту скорости φ .

При малых скоростях (до 100 м/с) можно пренебречь сжимаемостью потока; тогда $v_{1t} = v_1$, а $\mu = \varphi$.

Определение размеров сопл. В турбинах применяется парциальный и полный подвод потока к рабочим лопаткам. При парциальном подводе сопла размещаются на части окружности, при полном — по всей окружности (рис. 30).

При расчете удобнее пользоваться относительной величиной степени парциальности, показывающей, какая часть окружности занята соплами. Под степенью парциальности понимается отношение длины дуги, занятой соплами, $m = m_1 + m_2 + m_3 + m_4$ к длине окружности направляющих лопаток среднего диаметра

$$e = \frac{m}{\pi d_1}.$$

Задача состоит в правильном выборе соответствующих профилей направляющих лопаток и расчете высоты в выходном се-

чении l_1 . Площадь выходного сечения потока за направляющими лопатками, перпендикулярного оси турбины,

$$F_{1a} = ml_1 = \epsilon \pi d_1 l_1. \quad (31)$$

По уравнению неразрывности потока

$$F_{1a} = \frac{Gv_{1t}}{\mu_1 c_{1a}} = \frac{Gv_{1t}}{\mu_1 c_{1t} \sin \alpha_1}, \quad (32)$$

где $c_{1a} = c_{1t} \sin \alpha_1$ — осевая составляющая скорости c_{1t} .

Приравнявая уравнения (31) и (32), получим

$$l_1 = \frac{Gv_{1t} \cdot 10^3}{\epsilon \pi d_1 \mu_1 c_{1t} \sin \alpha_1}, \quad (33)$$

где $\alpha_1 = 9 \div 25^\circ$, G — в кг/с; v_{1t} — в м³/кг; d_1 — в м; c_{1t} — в м/с; l — в мм; величина μ_1 — определяется по рис. 29.

В данном уравнении неизвестными величинами являются степень парциальности ϵ и высота сопл l_1 , поэтому оно решается подбором. Практически рекомендуется принимать $l_1 \geq 10 \div 20$ мм, $0,2 \leq \epsilon \leq 0,85$.

§ 5

ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ В КАНАЛАХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

Активная ступень. В активной ступени расширение потока происходит в сопловых каналах. В каналах рабочих лопаток происходит преобразование кинетической энергии потока в механическую энергию вращения рабочих лопаток и не происходит расширения потока, потому что одинаковые по длине канала поперечные сечения не создают сопротивления для прохода потока, и разности давлений по обе стороны рабочих лопаток нет.

В идеальной активной степени сопло 1 неподвижно, а рабочая лопатка 2 движется со скоростью u (рис. 31). При этом зазор δ изменяется. Как только на рабочую лопатку не будет действовать поток, она остановится, поэтому построить ступень, в которой бы совпадали направление потока со скоростью c_{1t} и направление движения рабочей лопатки со скоростью u , конструктивно нельзя. Вот почему при построении реальной ступени приходится подводить пар к рабочим лопаткам под углом α_1 , изгибая ось сопла (см. рис. 32).

Считаем, что в соплах и каналах рабочих лопаток нет потерь энергии на трение. В соплах происходит адиабатное расширение потока, при котором

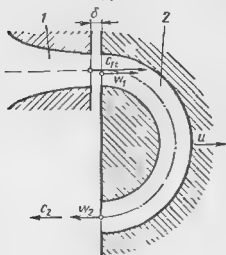


Рис. 31. Идеальная активная ступень

располагаемая тепловая энергия преобразуется в кинетическую. Поток⁷ вытекает из сопла с абсолютной скоростью c_{1t} и заставляет двигаться рабочую лопатку со скоростью u . Относительная скорость движения потока во входном сечении канала рабочих лопаток

$$w_1 = c_{1t} - u.$$

Так как потери энергии в каналах рабочих лопаток отсутствуют, относительные скорости на входе и выходе равны

$$w_1 = w_2.$$

Абсолютная скорость c_2 потока в выходном сечении рабочих лопаток

$$c_2 = w_2 - u.$$

Вся кинетическая энергия, с которой поток поступает на рабочие лопатки, будет преобразована в механическую в том случае, если $c_2 = 0$. Следовательно, в этом случае $w_2 = w_1 = u$,

$$c_{1t} = 2u, \text{ или } \frac{u}{c_{1t}} = 0,5. \quad (34)$$

Из уравнения (34) следует, что в идеальной ступени (при отсутствии потерь) вся кинетическая энергия потока преобразуется в механическую энергию движения рабочих лопаток только в том случае, если скорость движения лопаток u в 2 раза меньше абсолютной скорости потока c_{1t} в выходном сечении сопла.

Если $u = 0$ или $u/c_{1t} = 0$, то не происходит преобразования кинетической энергии струи в механическую, а создается усилие, изгибающее лопатку.

Если $u = c_{1t}$ или $u/c_{1t} = 1$, то поток никакого влияния на рабочие лопатки не оказывает, так как рабочие лопатки и поток движутся параллельно с одинаковыми скоростями. Таким образом, и в этом случае кинетическая энергия потока не преобразуется в механическую.

В действительной активной ступени для обеспечения непрерывного подвода потока к рабочим лопаткам сопла устанавливают под углом α_1 к плоскости вращения колеса (рис. 32). В соплах давление и теплосодержание уменьшаются от значений p_0 и i_0 на входе до значений p_1 и i_1 на выходе. За счет преобразования тепловой энергии в кинетическую скорость потока возрастает: $c_1 > c_0$. Поток выходит из сопла со скоростью c_1 под углом α_1 к направлению вращения рабочих лопаток. В рабочих лопатках давление p_1 остается постоянным, теплосодержание немного увеличивается за счет потерь на трение ($i_2 > i_1$), а скорость потока уменьшается ($c_2 < c_1$) при преобразовании кинетической энергии в механическую.

Направления движения потока и рабочих лопаток не совпадают, поэтому для вычисления относительной скорости w_1 во входном сечении рабочих лопаток необходимо построить треуголь-

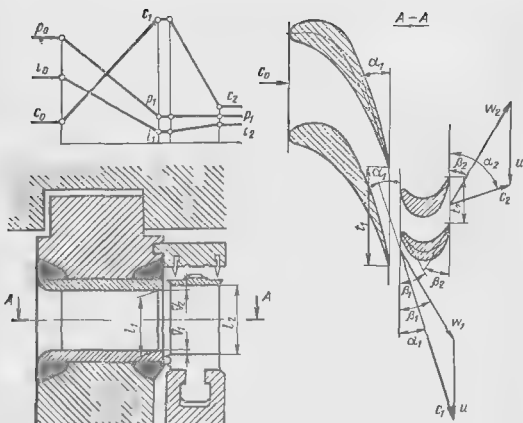


Рис. 32. Одновенечная активная ступень, изменение параметров p, l, c

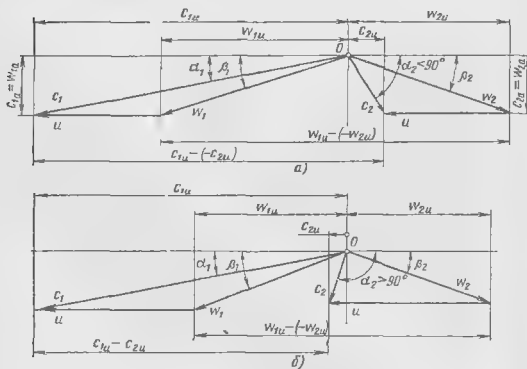


Рис. 33. Треугольники скоростей активной ступени:

$a - \alpha_2 < 90^\circ$; $b - \alpha_2 > 90^\circ$

ник скоростей. Уравнение, записанное в векторной форме, применимо для геометрического сложения скоростей $\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}$.

При построении входного треугольника скоростей (рис. 32 и 33) от точки O под углом α_1 (или $\alpha_1 + \delta$ — при расширении потока в косом срезе сопла) к вектору окружной скорости u откладывают вектор c_1 . От конца вектора c_1 откладывают вектор скорости u . Соединив начало векторов c_1 и u , получают вектор скорости w_1 и угол β_1 . Их величины подсчитывают аналитически по формулам, полученным из треугольников:

$$\left. \begin{aligned} \text{или} \quad \text{tg } \beta_1 &= \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}}; \\ w_1 &= c_1 \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1} \\ w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1}; \\ \sin \beta_1 &= \frac{c_1}{w_1} \sin \alpha_1. \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

Для обеспечения плавного входа потока на рабочие лопатки необходимо, чтобы входная часть лопаток была наклонена к плоскости колеса под углом β_1 (см. рис. 32).

В каналах рабочих лопаток поток поворачивается и выходит под углом β_2 со скоростью

$$w_2 = \psi w_1. \quad (36)$$

Чтобы определить абсолютную скорость потока c_2 в выходном сечении, необходимо произвести геометрическое сложение векторов скоростей

$$\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}.$$

Для этого строят выходной треугольник скоростей, откладывая от точки O в масштабе относительную скорость w_2 под углом $\beta_2 = \beta_1$ или $\beta_2 = \beta_1 - (3 \div 5)^\circ$. Затем из конца вектора w_2 откладывают вектор скорости u . Соединяя начало вектора w_2 с концом вектора u , получают вектор скорости c_2 и угол α_2 , которые можно рассчитать по формулам, полученным из треугольников:

$$\left. \begin{aligned} \text{или} \quad \text{tg } \alpha_2 &= \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{u}{w_2}}; \\ c_2 &= w_2 \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_2} \\ c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2}; \\ \sin \alpha_2 &= \frac{w_2}{c_2} \sin \beta_2. \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

В данном случае нас интересует окружное усилие, создающее крутящий момент на валу (следует отметить, что оба усилия изгибают рабочие лопатки). Мощность, развиваемая потоком пара на рабочих лопатках,

$$L_u = P_u u = \frac{Gu}{g} (c_{1u} - c_{2u}). \quad (40)$$

Если $G = 1$ кг/с, то удельная работа за 1 с

$$L_{1u} = \frac{u}{g} (c_{1u} - c_{2u}) = \frac{1}{g} (uc_{1u} - uc_{2u}). \quad (41)$$

На рис. 33 показаны треугольники скоростей при $\alpha_2 < 90^\circ$ и $\alpha_2 > 90^\circ$. Проекции скоростей c_{1u} и w_{1u} всегда положительны, w_{2u} — отрицательна, c_{2u} — отрицательна при $\alpha_2 < 90^\circ$ и положительна при $\alpha_2 > 90^\circ$.

Выразим проекцию абсолютных скоростей через проекции относительных.

При $\alpha_2 < 90^\circ$ скорости

$$c_{1u} = w_{1u} + u; \quad c_{2u} = w_{2u} - u,$$

откуда

$$c_{1u} - (-c_{2u}) = c_{1u} + c_{2u} \quad w_{1u} + w_{2u}.$$

При $\alpha_2 > 90^\circ$ скорости

$$c_{1u} = w_{1u} + u; \quad c_{2u} = -w_{2u} + u,$$

откуда

$$c_{1u} - c_{2u} = w_{1u} + w_{2u}.$$

Разность скоростей может быть взята по рис. 33. Тогда

$$L_1 = \frac{u}{g} (w_{1u} + w_{2u}) = \frac{u}{g} (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2). \quad (42)$$

Применяя теорему косинусов к входному и выходному треугольникам скоростей, получим

$$\left. \begin{aligned} w_1^2 - u^2 + c_1^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1 &= u^2 + c_1^2 - 2uc_{1u}; \\ w_2^2 &= -u^2 + c_2^2 + 2uc_2 \cos \alpha_2 = -u^2 + c_2^2 + 2uc_{2u}. \end{aligned} \right\} \quad (43)$$

Подставляя значения uc_{1u} и uc_{2u} из выражения (43) в (41), получим

$$\begin{aligned} L_{1u} &= \frac{c_1^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} = (L_{10} - L_{1a}) - L_{1n} - L_{1в.с} = \\ &= \frac{1}{A} [(h_{0п} - h_c) - h_n - h_{в.с}]. \end{aligned} \quad (44)$$

Первый член уравнения — действительная кинетическая энергия в выходном сечении сопла, второй — потеря в рабочих лопатках, третий — потеря с выходной скоростью.

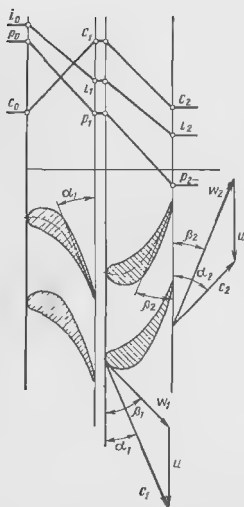


Рис. 35. Проточная часть реактивной ступени, изменение параметров потока p, i, c

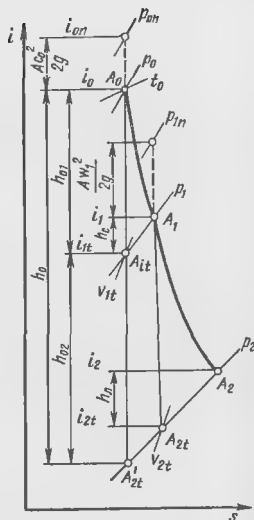


Рис. 36. Действительный тепловой процесс расширения пара в реактивной ступени в $i-s$ -диаграмме

Реактивная ступень. У реактивной ступени с избыточным давлением (рис. 35) в соплах и каналах рабочих лопаток происходит расширение потока. В соплах обеих ступеней характер преобразования энергии одинаков. Но в соплах реактивной ступени используется не весь располагаемый теплоперепад $h_{0\text{оп}}$, а лишь его часть $h_{0\text{оп}} = i_{0\text{оп}} - i_{1t}$. На рис. 35 показано изменение давления пара в соплах от значения p_0 до p_1 , при этом энтальпия потока изменяется от величины i_0 до i_{1t} , а скорость возрастает от значения c_0 до c_1 .

Построение политропного процесса в $i-s$ -диаграмме (рис. 36) для сопл от давления p_0 или $p_{0\text{оп}}$ до p_1 такое же, как для активной ступени. Теоретическая скорость потока c_{1t} в выходном сечении сопл определяется по формуле (22), действительная — по формуле (28). Потеря энергии в соплах подсчитывается по формуле (29), где $h_0 = h_{01}$. Поток поступает на рабочие лопатки реактивной ступени, активно воздействует на них, заставляя вращаться,

так же как и в активной ступени. Профиль рабочих лопаток выполняют таким же, как и направляющих, тем самым создается канал суживающейся формы. Поэтому по обе стороны рабочих лопаток образуется разность давления $p_1 - p_2$. Форма каналов обеспечивает адиабатное расширение потока.

Во входном сечении решетки рабочих лопаток поток имеет относительную скорость w_1 . Если адиабатно затормозить поток,

то кинетическая энергия его преобразуется в тепловую $A \frac{w_1^2}{2g}$. Отложив от точки A_1 в is -диаграмме значение этой энергии, получим фиктивное давление торможения $p_{1п}$. Располагаемая энергия потока в решетке рабочих лопаток для 1 кг преобразуется при расширении в кинетическую:

$$A \frac{w_{2т}^2}{2g} = h_{02} + A \frac{w_1^2}{2g}.$$

Теоретическая относительная скорость потока в выходном сечении каналов рабочих лопаток

$$w_{2т} = 91,5 \sqrt{h_{02} + \frac{w_1^2}{8380}}, \quad (45)$$

где h_{02} — в ккал/кг; w_1 — в м/с и $w_{2т}$ — в м/с.

Реактивная сила, направленная в сторону, противоположную движению потока, возникает за счет приращения кинетической энергии при срабатывании теплоперепада

$$h_{02} = A \frac{w_{2т}^2}{2g} - A \frac{w_1^2}{2g}.$$

Таким образом, на рабочие лопатки действуют активное и реактивное усилия. Отношение теплоперепадов, приходящихся на рабочие лопатки и ступень, называется степенью реакции:

$$\rho = \frac{h_{02}}{h_{01п} + h_{02}} = \frac{h_{02}}{h_{0п}}.$$

При $\rho = 0,5$, т. е. $h_{02} = h_{01п}$, или, что то же самое, при равенстве активного и реактивного усилий, действующих на рабочие лопатки, ступень называется реактивной. В практике под реактивной ступенью понимается ступень при $\rho = 0,4 \div 0,6$. В активных ступенях $\rho = 0$ или $h_{02} = 0$. Ступени с $\rho = 0,03 \div 0,15$ называются активными с небольшой степенью реакции. В них применяют рабочие лопатки с активными профилями, а уменьшения площади выходных сечений достигают снижением высоты рабочих лопаток.

Треугольники скоростей для реактивной ступени строят по тем же правилам, что и для активной. В ступенях при $\rho = 0,5$ для унификации профилей направляющих и рабочих лопаток принимают $\alpha_1 = \beta_2$ и $\beta_1 = \alpha_2$.

Действительная относительная скорость w_2 в выходном сечении решетки рабочих лопаток меньше теоретической скорости на величину скоростного коэффициента потерь $w_2 = \psi w_{2t}$. Потери энергии 1 кг потока в каналах рабочих лопаток определяют по формуле (38), в которую вместо w_1^2 подставляют w_{2t}^2 . В ряде случаев их оценивают с помощью коэффициента потерь энергии на рабочих лопатках $\zeta_{л} = 1 - \psi^2$:

$$h_{л} = (1 - \psi^2) \frac{w_{2t}^2}{8380} = \zeta_{л} \frac{w_{2t}^2}{8380} = \zeta_{л} \left(h_{02} + \frac{w_1^2}{8380} \right). \quad (46)$$

Тепловой процесс в рабочих лопатках реактивной ступени в is -диаграмме строят аналогично процессу в соплах (рис. 36). От точки A_1 , характеризующей состояние пара в выходном сечении сопла при политропном процессе истечения, проводят изэнтропу до пересечения с изобарой p_2 . От точки A_{2t} , характеризующей состояние пара при адиабатном процессе в выходном сечении каналов рабочих лопаток, откладывают вверх величину $h_{л}$.

Точку A_2 , полученную пересечением горизонтали i_2 с изобарой p_2 , соединяют с точкой A_1 и получают кривую политропного расширения потока в решетке рабочих лопаток. Окружное усилие и мощность, развиваемую потоком пара на рабочих лопатках, определяют, как и для активной ступени, по формулам (39), (40).

Прибавляя величины $w_{2t}^2/2g$ и $c_{1t}^2/2g$ в формулу (44) и вычитая их из нее, получим

$$\begin{aligned} L_{12} &= \left(\frac{c_{1t}^2}{2g} + \frac{w_{2t}^2 - w_1^2}{2g} \right) - \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2g} - \\ &- \frac{w_{2t}^2 - w_2^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} = L_{10} - L_{1c} - L_{1л} - L_{1в,с} \\ &= \frac{1}{A} [(h_{01л} + h_{02}) - h_c - h_{л} - h_{в,с}]. \end{aligned} \quad (47)$$

Определение размеров рабочих лопаток. Вывод формулы для определения высоты рабочих лопаток l_2 в выходном сечении (см. рис. 32, 35) такой же, как и для сопла. Площадь F_{2a} выходного сечения потока за рабочими лопатками, перпендикулярного оси турбины, определяется по формуле

$$F_{2a} = m l_2 = \epsilon \pi d_2 l_2. \quad (48)$$

По уравнению неразрывности потока

$$F_{2a} = \frac{G v_{2t}}{\mu_2 w_{2t} a} = \frac{G v_{2t}}{\mu_2 w_{2t} \sin \beta_2}, \quad (49)$$

где G — в кг/с; w_{2t} — в м/с; $w_{2ta} = w_{2t} \sin \beta_2$ — осевая составляющая скорости w_2 ; в ступенях при $\rho = 0$ $w_{2t} = w_1$ (см. рис. 34);

v_{2f} — удельный объем потока в выходном сечении рабочей решетки, определяемый в точке A_{2f} (рис. 34, 36), $\text{м}^3/\text{кг}$; μ_2 — коэффициент расхода, определяемый по рис. 29.

Приравнявая уравнения (48) и (49), вычисляя l_2 или $\sin \beta_2$:

$$l_2 = \frac{G v_{2f} 10^3}{\pi d_2 \mu_2 \omega_{2f} \sin \beta_2}, \quad (50)$$

где G — в кг/с ; v_{2f} — в $\text{м}^3/\text{кг}$; d_2 — в м ; ω_{2f} — в м/с ; l — в мм .

Желательно, чтобы входная и выходная высоты рабочих лопаток были одинаковыми, так как технологически проще изготовление прямого бандажа. Входную высоту рабочих лопаток выбирают больше высоты сопла на величину перекрыши V_1 и V_2 (см. рис. 32). У корня лопаток в первых ступенях $V_1 = 1 \div 1,5$ мм, в средних $V_1 = 1,5 \div 2$ мм, в последних $V_1 \geq 2 \div 3$ мм, у бандажа $V_2 = V_1 + (0,5 \div 1)$ мм.

Принимают $l_2 = l_1 + V_1 + V_2$ и по формуле (50) вычисляют угол β_2 .

Двухвенечная ступень. Эта ступень предложена американским инженером Кертисом и носит его имя. Двухвенечная ступень (рис. 37) состоит из сопл, двух рядов рабочих лопаток, посаженных на диск, и ряда направляющих лопаток, закрепленных в корпусе турбины. Обозначения скоростей и углов для первой ступени те же, что и для одновенечной ступени. Для второй ступени (каналы направляющих и второго ряда рабочих лопаток) обозначения скоростей потока и углов оставлены такими же, как и для первой ступени, но для различия ставится значок штрих, т. е. c'_1 , w'_1 , w'_2 , c'_2 , α'_1 , β'_1 , β'_2 , α'_2 .

Двухвенечная ступень работает по принципу активной ступени. В соплах пар расширяется, причем в них срабатывается больший тепловой перепад, чем в соплах одновенечной активной ступени. Выходное сечение делается меньше, чем входное, поэтому возникает разность давлений по обе стороны сопл $p_0 - p_1$ и выделяется тепловая энергия $h_0 - i_{1f}$, которая преобразуется в кинетическую энергию потока.

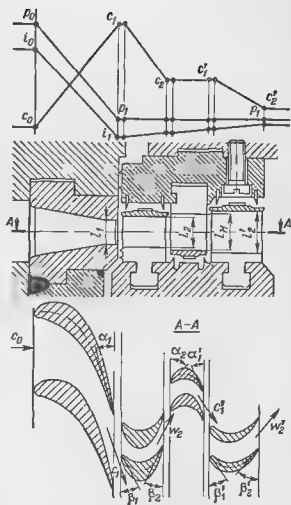


Рис. 37. Двухвенечная активная ступень, изменение параметров p , i , c

В зависимости от поджатия струи в соплах колеса Кертиса применяют суживающиеся сопла с расширением в косом срезе или расширяющиеся сопла, так как в них происходит истечение со сверхкритической скоростью. Рабочие лопатки первого и второго рядов и направляющие лопатки имеют активные профили, образующие каналы, в которых расширения потока не происходит.

Направляющие лопатки служат для изменения направления потока, поступающего во второй ряд рабочих лопаток. Поток входит в каналы направляющих лопаток со скоростью c_2 под углом α_2 и выходит со скоростью $c'_1 = \psi_n c_2$ (ψ_n — коэффициент потерь в направляющих лопатках) под углом α'_1 .

Построение треугольников скоростей такое же, как для одновенечной ступени. Определяют скорости c_1 , w_2 и c'_1 , w'_2 по следующим уравнениям:

$$\left. \begin{aligned} c_{1t} &= 91,5 \sqrt{h_0}; \\ c_1 &= \varphi c_{1t}; \quad w_2 = \psi_{n1} w_{1t}; \\ c'_1 &= \psi_n c_2; \quad w'_2 = \psi_{n2} w'_{1t}. \end{aligned} \right\} \quad (51)$$

Скорости потока w_1 , c_2 , w'_1 , c'_2 и углы β_1 , α_2 , β'_1 , α'_2 определяют из треугольников скоростей, в которых обычно принимают

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 &= 10 \div 20^\circ; \quad \beta_2 = \beta_1 - (3 \div 5)^\circ; \\ \alpha'_1 &= \alpha_2 - (5 \div 10)^\circ; \quad \beta'_2 = \beta'_1 - (7 \div 8)^\circ. \end{aligned} \right\} \quad (52)$$

Потери энергии в решетках

$$\left. \begin{aligned} h_c &= (1 - \varphi^2) \frac{c_{1t}^2}{8380}; \quad h_{n1} = (1 - \psi_{n1}^2) \frac{w_1^2}{8380}; \\ h_n &= (1 - \psi_n^2) \frac{c_2^2}{8380}; \quad h_{n2} = (1 - \psi_{n2}^2) \frac{w'_1{}^2}{8380}. \end{aligned} \right\} \quad (53)$$

Потери с выходной скоростью

$$h_{в.с} = A \frac{c_2'^2}{2g} = \frac{c_2'^2}{8380}. \quad (54)$$

На рис. 38 показан процесс расширения потока в двухвенечной ступени в *is*-диаграмме. В двухвенечной активной ступени (из сравнения с рис. 34) существуют потери энергии h_n в каналах направляющих и h_{n2} второго ряда рабочих лопаток. Работа, совершаемая 1 кг потока, протекающего через проточную часть колеса Кертиса, суммируется для рабочих решеток первого и второго рядов. Для первого и второго рядов лопаток L_{1u} и L'_{1u} определяют по формуле (41); сумма работ

$$\Sigma L_{1u} = L_{1u} + L'_{1u} = \frac{u}{g} (c_{1u} - c_{2u} + c'_{1u} - c'_{2u}). \quad (55)$$

В данную формулу проекции скоростей подставляют со своими знаками: c_{1u} и c'_{1u} всегда положительны, c_{2u} — отрицательна,

а c'_{2u} — отрицательна, когда $\alpha'_2 < 90^\circ$, и положительна, когда $\alpha'_2 > 90^\circ$.

Проектирование лопаток большой высоты. Для повышения к. п. д. проточной части турбин необходимо правильно выбрать предельное значение отношения среднего диаметра d_c к высоте лопатки l_a . При этом наиболее экономичны лопатки с переменным по высоте профилем.

До 1955 г. принимали $d_c/l_2 \leq 5 \div 7$ и при проектировании закрученных лопаток учитывали только изменение окружной скорости по высоте лопатки. Многочисленными аэродинамическими исследованиями установлено предельное отношение $d_c/l_2 \leq 10 \div 12$. Сейчас при проектировании лопаток турбин учитывают изменение окружной скорости, степени реакции и других параметров потока по высоте рабочей лопатки, что существенно повышает к. п. д. ступеней. В настоящее время разработано несколько методов проектирования длинных лопаток ступеней турбин.

Переменный профиль рабочих лопаток по высоте позволяет уменьшить напряжения и дает возможность изготавливать лопатки большей высоты, что, в свою очередь, увеличивает предельную мощность турбин.

Рассмотрим метод профилирования рабочих лопаток, в котором учитывается только изменение окружной скорости $u_n > u_c > u_k$ (скорости соответственно у периферии, в среднем сечении, у корня лопатки) с изменением диаметра по высоте (рис. 39). При этом считаем, что параметры потока по радиусу не изменяются.

Для корневого, среднего и периферического сечений строим треугольники скоростей. Во входных треугольниках считаем $c_1 = \text{const}$, так как $h_{01} = \text{const}$ и $\alpha_1 = \text{const}$, в выходных — $\beta_2 = \text{const}$. Из построения входных треугольников скоростей следует, что в связи с изменением диаметра ($d_k < d_c < d_n$) окружная скорость по высоте лопаток различна ($u_k < u_c < u_n$), поэтому при переходе от корневого сечения к периферическому относительная скорость уменьшается ($w_{1k} > w_{1c} > w_{1n}$), а угол β_1 увеличивается, т. е. $\beta_{1k} < \beta_{1c} < \beta_{1n}$. Для безударного входа потока на рабочие лопатки входная кромка должна иметь различные по высоте углы, поэтому профиль лопатки и форма канала между лопатками изменяются по радиусу.

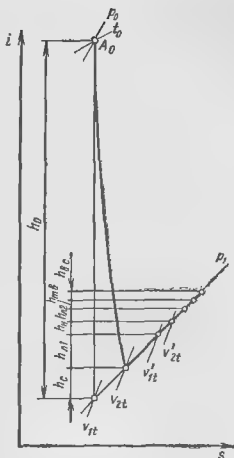


Рис. 38. Процесс расширения пара в двухступенчатой ступени в Is -диаграмме

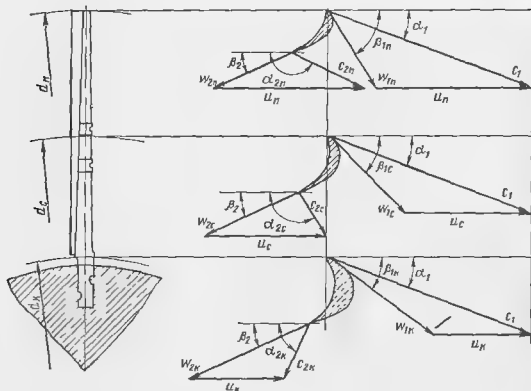


Рис. 39 Треугольники скоростей в каналах длинных лопаток при $c_2 = \text{const}$; $\alpha_1 = \text{const}$ и $\beta_2 = \text{const}$

Из построения выходных треугольников скоростей при $\beta_2 = \text{const}$ следует, что угол α_2 увеличивается от кромки лопатки к ее периферии, т. е. $\alpha_{2к} < \alpha_{2с} < \alpha_{2н}$, абсолютная скорость c_2 значительно изменяется и поток за ступенью получается закрученным. Для проектирования лопатки с наименьшей потерей с выходной скоростью $h_{в,с}$ необходимо, чтобы угол $\alpha_2 \approx 90^\circ$ по высоте был одинаковым, для чего следует при переходе от корневому к периферическому сечению уменьшать угол β_2 .

Рассмотренный выше способ профилирования лопаток большой высоты основан на постоянстве параметров потока по радиусу в зазоре между направляющими и рабочими лопатками и за рабочими лопатками.

На входе в сопловой аппарат поток имеет обычно осевое направление, т. е. движется без закручивания, поэтому давление p_0 перед соплами не меняется по высоте лопаток (рис. 40). В осевом зазоре между сопловым аппаратом и рабочими лопатками поток закручивается ($c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$). Вследствие этого возникают центробежные силы, под действием которых часть потока перемещается в радиальном направлении, а давление p_1 повышается от корня к периферии лопатки. За рабочими лопатками поток обычно имеет осевое направление, т. е. полностью раскручен, поэтому давление $p_2 = \text{const}$ по радиусу.

В связи с этим, в направлении от корня к вершине будет увеличиваться степень реакции ступени и может случиться, что у корня она окажется отрицательной, что вызывает сжатие по-

тока. Поэтому даже ступени, которые условно принято считать активными, являются реактивными, и их всегда выполняют с небольшой степенью реакции на среднем радиусе, что предотвращает возникновение отрицательной реакции у корня лопатки.

Радиальные перетекания нарушают основной поток и вызывают дополнительные потери. Если усилие от разности давлений между сопловыми и рабочими лопатками, действующее на элемент потока, уравновешивается центробежной силой этого элемента, то будет обеспечено радиальное равновесие потока в межлопаточном зазоре.

Изменять давление по высоте лопатки можно соответствующим уменьшением проходных сечений межлопаточных каналов рабочего колеса от корня к вершине, меняя профиль лопатки по ее высоте.

Рассмотрим другой метод профилирования лопаток — метод постоянной циркуляции, который был применен Н. Е. Жуковским для профилирования воздушных винтов и вентиляторов. При расчете длинных лопаток турбин метод постоянной циркуляции впервые был применен В. В. Уваровым.

Рассмотрим элементарный объем потока, движущегося в зазоре δ между соплом и рабочими лопатками. На этот объем действует центробежная сила dC и сила от разности давлений dP . Условие равновесия:

$$dC = dP. \quad (56)$$

Подставив значения $dP = 2\pi r \delta dp$; $dC = 2\pi \delta \frac{\gamma}{g} c_{1u}^2 r dr$ в уравнение (56), получим дифференциальное уравнение равновесия

$$\frac{r dp}{dr} = \frac{\gamma}{g} \frac{c_{1u}^2}{r}. \quad (57)$$

Для получения простых зависимостей предполагается, что потеря энергии и осевая составляющая скорости не изменится по высоте лопатки ($c_{1a} = \text{const}$). После преобразований получим

$$rc_{1u} = \text{const}.$$

Это соотношение выражает известный закон постоянства циркуляции по высоте лопатки ($2\pi r c_{1u} = \text{const}$). Данный вывод можно формулировать таким образом: для того чтобы не было радиальных течений в потоке, циркуляция в зазоре между сопловым

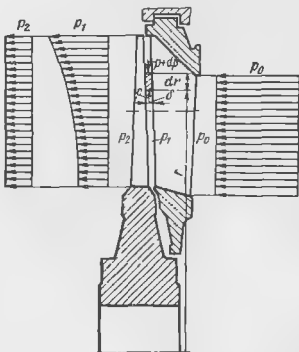


Рис. 46. Изменение давления пара по высоте лопаточного аппарата ступени

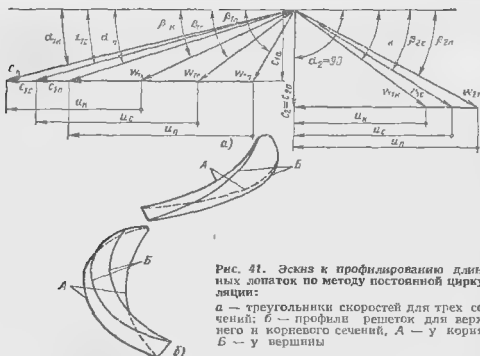


Рис. 41. Эскиз к профилированию длинных лопаток по методу постоянной циркуляции:
 а — треугольники скоростей для трех сечений; б — профили решеток для верхнего и корневого сечений, А — у корня; В — у вершины

аппаратом и рабочими лопатками по любому замкнутому контуру должна быть постоянной.

Уравнение радиального равновесия (57) для потока за рабочими лопатками при отсутствии радиальных течений и постоянной вдоль радиуса осевой составляющей абсолютной скорости $c_{2a} = \text{const}$

$$\frac{dp_2}{dr} = \frac{\gamma}{g} \frac{c_{2u}^2}{r}.$$

Из этого уравнения следует, что при постоянном давлении за рабочими лопатками $dp_2/dr = 0$ или $p_2 = \text{const}$ должно соблюдаться условие $c_{2u} = 0$, т. е. ступень должна иметь осевой выход при $\alpha_2 = 90^\circ$. При тепловом расчете построены треугольники скоростей на среднем радиусе. Необходимо, используя условия постоянства циркуляции, построить треугольники скоростей для любого радиуса, т. е. определить изменение скоростей, углов и профилировать направляющие и рабочие лопатки.

На рис. 41, б приведены профили длинных лопаток.

Для сопловой решетки

$$c_{1u}r = c_{1u}r_i = \text{const},$$

где с индексом i обозначаются величины на любом радиусе.

Отсюда окружная составляющая на произвольном радиусе

$$c_{1u} = \frac{r_i}{r} c_{1u_i}.$$

Угол α_{1i} на произвольном радиусе определится из соотношений, полученных из треугольников скоростей (рис. 41):

$$\text{tg } \alpha_{1c} = \frac{c_{1a}}{c_{1u}} \text{ и } \text{tg } \alpha_{1u} = \frac{c_{1a}}{c_{1u}};$$

так как $c_{1a} = \text{const}$, то

$$\operatorname{tg} \alpha_{1i} = \frac{c_{1u} c}{c_{1ui}} \operatorname{tg} \alpha_{1c} = \frac{r_i}{r_c} \operatorname{tg} \alpha_{1c}. \quad (58)$$

Окружная составляющая действительной скорости c_{1i} выхода струи из сопловой решетки в любом сечении

$$c_{1ui} = \frac{c_{1a}}{\operatorname{tg} \alpha_{1i}}. \quad (59)$$

Угол входа на рабочие лопатки в произвольном сечении находят из выражения

$$\operatorname{tg} \beta_{1i} = \frac{c_{1a}}{c_{1ui} - u_i}. \quad (60)$$

Из соотношений (58) - (60) и входных треугольников скоростей следует, что с увеличением радиуса скорости c_{1u} и c_1 уменьшаются, а углы α_1 и β_1 увеличиваются. Выходной треугольник скоростей на среднем радиусе построен при $\alpha_2 = 90^\circ$, т. е. $c_{2uc} = 0$. Для произвольных сечений рабочей решетки необходимо соблюдение условий $\alpha_2 = 90^\circ$ const, c_{2u} const, $c_{2uc} r_c = c_{2ui} r_i = \text{const}$. Угол β_{2i} на произвольном радиусе определится из треугольников скоростей (рис. 41)

$$\operatorname{tg} \beta_{2c} = \frac{c_{2u}}{u_c} \text{ и } \operatorname{tg} \beta_{2i} = \frac{c_{2u}}{u_i}.$$

Так как $c_{2a} = \text{const}$, то

$$\operatorname{tg} \beta_{2i} = \frac{u_c}{u_i} \operatorname{tg} \beta_{2c} = \frac{r_c}{r_i} \operatorname{tg} \beta_{2c}, \quad (61)$$

где $u = \frac{2\pi r n}{60}$.

Из формулы (61) следует, что с увеличением радиуса r_i угол β_{2i} уменьшается.

Рассмотрим изменение степени реакции вдоль радиуса при $c_{1u} = \text{const}$ и $c_{1a} = \text{const}$. Располагаемый тепловой перепад на ступень $h_{0n} = \text{const}$, так как давление по высоте лопаток перед ступенью $p_0 = \text{const}$ и за ней $p_2 = \text{const}$.

Проекция скорости c_1 на направление вращения рабочих лопаток может быть определена из уравнения

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = 91,5 \cos \alpha_1 \sqrt{(1 - \rho) h_{0n}}. \quad (62)$$

Умножив уравнение (62) на радиус r , получим

$$r c_{1u} = r \cdot 91,5 \cos \alpha_1 \sqrt{(1 - \rho) h_{0n}} = C' = \text{const}.$$

Из равенства (62)

$$1 - \rho = \frac{C}{r^2 \cos^2 \alpha_1}, \quad (63)$$

где $C = \frac{C'^2}{91,5^2 \varphi^2 h_{0n}} = \text{const}$ при $\varphi = \text{const}$ по радиусу

Из расчета по среднему диаметру обычно известна степень реакции ρ_c по среднему сечению. Чтобы определить степень реакции на произвольном радиусе, найдем для среднего радиуса $r = r_c$ постоянную C и подставим ее в формулу (63), записанную для произвольного радиуса:

$$\frac{1-\rho}{1-\rho_c} = \left(\frac{r_c}{r}\right)^2 \frac{\cos^2 \alpha_{1c}}{\cos^2 \alpha_1},$$

где ρ и ρ_c — степень реакции на радиусах r и r_c .

Приближенно можно принять $\cos^2 \alpha_{1c} / \cos^2 \alpha_1 \approx 1$; тогда

$$\frac{1-\rho}{1-\rho_c} = \left(\frac{r_c}{r}\right)^2 \text{ и } \rho = 1 - (1 - \rho_c) \left(\frac{r_c}{r}\right)^2. \quad (64)$$

КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ СТУПЕНЕЙ ТУРБИНЫ

Коэффициенты полезного действия, характеризующие экономичность отдельной ступени или всей турбины, называются относительными к. п. д. ($\eta_{ол}$, $\eta_{от}$, $\eta_{ос}$, $\eta_{ос}$) и представляют собой отношение полезно использованной энергии к располагаемой.

Потери в турбине складываются из внутренних и внешних. Внутренние потери влияют на изменение состояния потока в турбине. К ним относятся потери в регулирующих органах, в соплах, в каналах рабочих лопаток, с выходной скоростью, на трение диска в паровой или газовой среде и вентиляцию, на утечку через внутренние зазоры, от влажности пара, в выпускном патрубке.

Внешние потери связаны с утечкой потока через концевые уплотнения. При рассмотрении потерь в турбине необходимо знать причины, их вызывающие, чтобы найти способы уменьшения потерь и, следовательно, повышения к. п. д. турбины.

§ 6

ПОТЕРИ В ТУРБИНЕ

Потери в регулирующих органах. Наличие поперечных связей между парогенераторами обусловило применение регулирования, при котором поддерживалось неизменным давление пара p_0 перед стопорным клапаном турбины, а мощность ее устанавливалась: 1) дросселированием пара при впуске в турбину (дроссельное парораспределение); 2) изменением площади сечения сопл регулирующей ступени (сопловое парораспределение); 3) подводом свежего пара к одной или нескольким промежуточным ступеням турбины (обводное или смешанное парораспределение).

С повышением начальных параметров пара и единичных мощностей агрегатов одной из серьезных проблем является выбор типа парораспределения. Эта проблема решается с учетом экономичности турбины при номинальном и переменных режимах, влияния типа парораспределения на надежность ее элементов при эксплуатации.

При дроссельном парораспределении (рис. 42, а) подвод пара в турбину регулируется одним или двумя клапанами. При дросселировании пара уменьшается расход пара и располагаемый тепловой перепад, что снижает к. п. д. турбины при переменных режимах.

На рис. 43, а сплошными линиями A_0B_1 показан тепловой процесс расширения потока в турбине с идеальной проточной

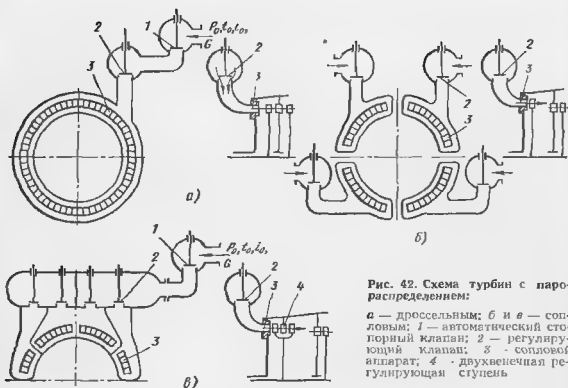


Рис. 42. Схема турбин с парораспределением:

а — дроссельным; б и в — сопловым; 1 — автоматический стопорный клапан; 2 — регулирующий клапан; 3 — сопловой аппарат; 4 — двухвечная регулирующая ступень

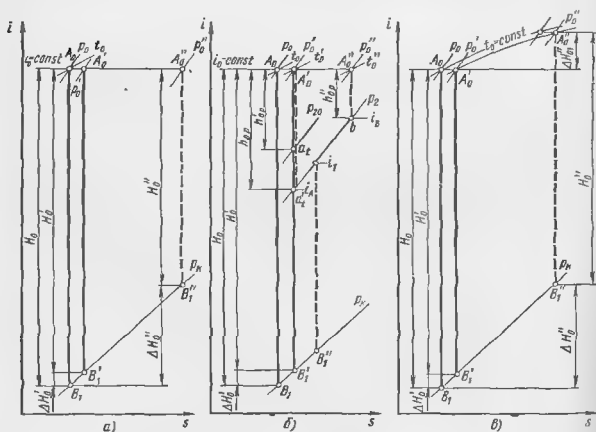


Рис. 43. Процессы расширения пара в турбине в i - s -диаграмме:

а — при $p_0 = \text{const}$ и дроссельном парораспределении; б — при $p_0 = \text{const}$ и сопловым парораспределением; в — при переменном давлении p_0

частью (без потерь) при полностью открытом клапане (*is*-диаграмма). Давление пара перед соплами первой ступени $p'_0 = (0,95 \div 0,97)p_0$. Пунктирными линиями $A''B''$ изображен тепловой процесс работы турбины в *is*-диаграмме при переменном режиме. При уменьшении мощности, развиваемой турбиной, клапан прикрывается, давление пара перед соплами уменьшается до p''_0 за счет дросселирования пара в клапане при $i_0 = \text{const}$. Располагаемый тепловой перепад при этом уменьшается на величину $\Delta H''_0 = H''_0 - H'_0$.

К. п. д. работы турбины на режиме, отличном от расчетного, меньше за счет дросселирования пара и изменения к. п. д. последней ступени, в которой при снижении расхода пара уменьшается теплоперепад.

В турбине с дроссельным парораспределением регулирующая ступень отсутствует. Такое парораспределение применяется в турбинах малых мощностей с небольшим количеством ступеней и низким к. п. д. и в так называемых базовых мощных турбинах, работающих при постоянной нагрузке.

При сопловом парораспределении (см. рис. 42, б) выпуск пара регулируется несколькими (обычно четыре-шесть) поочередно открывающимися и закрывающимися клапанами. От каждого клапана пар направляется к определенной группе сопел. В турбинах с сопловым парораспределением проточная часть состоит из регулирующей одно- или двухвенечной ступени и нерегулируемых ступеней.

Потери от дросселирования пара в регулирующих клапанах при частичных нагрузках турбины связаны лишь с той частью потока, которая проходит через не полностью открытый клапан (рис. 43, б). Поэтому экономичность турбины с сопловым парораспределением, работающей на частичных нагрузках, выше экономичности турбины с дроссельным парораспределением. Степень парциальности регулирующей ступени меняется в зависимости от режима по мере открытия и закрытия клапанов.

На рис. 43, б сплошными линиями показан процесс расширения пара в турбине при экономическом режиме с полностью открытыми клапанами и пунктирными — при меньшем расходе пара. При переменном режиме через регулируемую ступень одна часть потока проходит через полностью открытые клапаны (линия $A''_0a''_1$), вторая часть потока проходит через частично открытый клапан (линия $A''_0b''_1$).

Давление пара в камере регулирующей ступени конденсационной турбины меняется приблизительно пропорционально расходу пара:

$$p_2 = p_{20} \frac{G}{G_0},$$

где p_{20} и p_2 — давления в камере регулирующей ступени соответственно при расчетном и переменном режимах; G_0 и G — расходы

пара через турбину соответственно при расчетном и переменном режимах.

В камере регулирующей ступени потоки с теплосодержанием i_A и i_B смешиваются. Смешанный поток с теплосодержанием i_1 поступает в решетки нерегулируемых ступеней. Теплосодержание смеси подсчитывается по уравнению

$$i_1 = \frac{G_1 i_A + G_2 i_B}{G_1 + G_2},$$

где G_1 и G_2 — расход пара соответственно через полностью и частично открытые клапаны.

При экономическом режиме давление пара перед соплами регулирующей ступени $p_0 = (0,95 \div 0,97) p_0$. В паровых турбинах применяется в основном сопловое парораспределение как наиболее экономичное при переменных режимах работы.

Существенным недостатком соплового парораспределения является то, что вследствие дросселирования пара в регулирующих клапанах при их различном открытии температуры потоков за ними могут значительно отличаться. Это вызывает неравномерный нагрев корпуса турбины и может быть причиной температурных напряжений и короблений корпуса. Этот недостаток устраняется одновременным впуском пара в несколько групп сопел; при этом сопловое парораспределение приближается к дроссельному, и разница в экономичности при идентичных режимах между ними уменьшается.

Дроссельное парораспределение более экономично по сравнению с сопловым при номинальном режиме, так как в этом случае обеспечивается полный подвод пара к рабочим лопаткам первой ступени (отсутствуют вентиляционные потери) и регулирующая ступень заменяется двумя-тремя нерегулируемыми более экономичными ступенями. При полном подводе пара улучшаются вибрационные характеристики лопаток первой ступени; уменьшаются разности температур деталей статора турбины при переменных нагрузках. Дроссельное парораспределение с полным подводом применяют в основном для мощных турбин, например турбин мощностью 1200 МВт (ДМЗ).

При работе блоков со скользящим начальным давлением свежего пара отсутствует его дросселирование, так как регулирующие клапаны полностью открыты. Для изменения нагрузки при скользящем начальном давлении p_0 и постоянной начальной температуре t_0 могут быть использованы агрегаты, выполненные с сопловым и дроссельным парораспределением. Начальное давление при $t_0 = \text{const}$ меняется пропорционально расходу пара. На рис. 43, в показан процесс расширения пара в is -диаграмме при экономическом режиме (сплошная линия $A_0 B_1$) и режиме с уменьшенным расходом пара (пунктирная линия $A_0'' B_1''$).

При режиме с уменьшенным расходом энтальпия пара перед турбиной повышается на величину ΔH_{01} и в конце процесса рас-

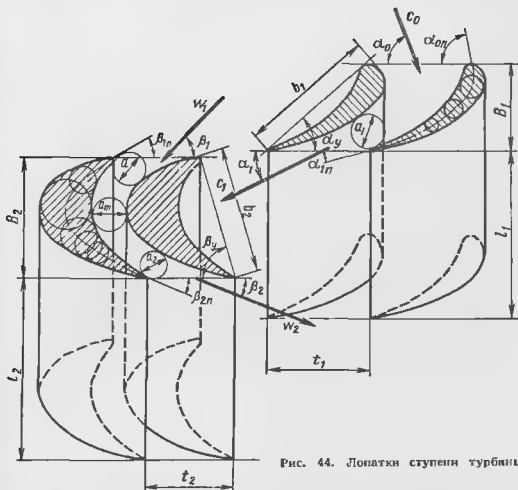


Рис. 44. Лопатки ступени турбины

ширения на величину ΔH_0^w . Изэнтропный теплоперепад в турбине при этом изменяется на величину $\Delta H_{01}^w - \Delta H_0^w$. С повышением начальных параметров пара эта разность уменьшается. При уменьшении расхода пара к. п. д. паротурбинной установки, работающей на скользящем начальном давлении, снижается, но в меньшей мере, чем в установке с дроссельным парораспределением при $p_0 = \text{const}$ (рис. 43, а). При этом к. п. д. увеличивается с повышением начальных параметров пара.

Потери в каналах направляющих и рабочих лопаток. Основными геометрическими характеристиками лопаточных решеток (рис. 44) являются:

хорда b_1, b_2 профиля (расстояние между концами средней линии);

шаг t_1, t_2 решетки (расстояние между двумя сходственными точками соседних профилей);

относительный шаг $\bar{t}_1 = t_1/b_1, \bar{t}_2 = t_2/b_2$;

высота l_1, l_2 лопатки;

относительная высота $\bar{l}_1 = l_1/b_1, \bar{l}_2 = l_2/b_2$ лопатки;

ширина B_1, B_2 профиля;

угол α_y, β_y установки;

угол α_{0n}, α_{1n} направляющих лопаток;

угол $\beta_{1п}$, $\beta_{2п}$ рабочих лопаток;
 ширина a_1 , a_2 каналов в выходных сечениях.

Сопловую решетку с расширяющимися каналами, кроме того, характеризуют ширина канала в минимальном сечении a_{min} , длина расширяющейся части канала и степень расширения канала $q = \frac{F_1}{F_{min}} = \frac{a_1}{a_{min}}$. Положение решетки относительно потока ха-

рактеризуется углом α_0 или β_1 между направлением входной скорости и осью решетки. Если поток входит в каналы рабочей решетки со скоростью w_1 под углом β_1 , не совпадающим с углом $\beta_{1п}$, то разность $\delta = \beta_{1п} - \beta_1$ называется углом атаки. Угол атаки δ положителен, если поток направлен со стороны вогнутой поверхности профиля, и отрицателен при направлении потока со стороны выпуклой поверхности. При нулевом угле атаки ($\beta_{1п} = \beta_1$) вход пара в рабочую решетку называется безударным.

Для дозвуковых скоростей ($M \approx 0,3 \div 0,9$) рекомендуется, чтобы сопловые и рабочие решетки группы А были очерчены плавными кривыми без прямолинейных участков (рис. 45, а, б). При околосзвуковых скоростях ($0,9 < M < 1,2$) целесообразно применять решетки группы Б (рис. 45, в, е), имеющие прямолинейную спинку в косом срезе. В рабочих решетках группы Б спрямленная спинка выполняется также и на входном участке про-

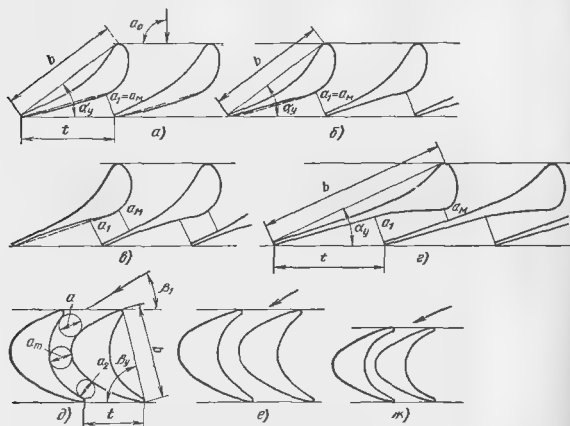


Рис. 45. Сопловая или рабочая решетки:

а — реактивная для дозвуковых скоростей, б — реактивная с суживающимися каналами и вогнутой спинкой в косом срезе, в, г — реактивная для сверхзвуковых скоростей, д, е, ж — активная для дозвуковых, околосзвуковых и сверхзвуковых скоростей

филя. С ростом скоростей потока ($M = 1,2 \div 1,5$) следует применять сопловые решетки группы В с суживающимися межлопаточными каналами и вогнутой спинкой в косом срезе (рис. 45, в, е). Эти решетки имеют малые профильные потери в широком диапазоне чисел M . Активные рабочие решетки этой группы выполняют с заостренными входными кромками и каналами постоянного сечения.

Для больших сверхзвуковых скоростей ($M > 1,5$) необходимо применять решетки группы ВР (рис. 45, з, ж). Сопловые решетки этой группы выполняют расширяющимися с криволиннейной вогнутой спинкой в косом срезе. Рабочие активные решетки при таких скоростях имеют суживающийся, а затем расширяющийся межлопаточный канал (минимальное сечение расположено внутри канала).

Направляющие лопатки. Потери в соплах складываются из профильных, концевых, волновых потерь.

Профильные потери (в плоской решетке), в свою очередь, суммируются из потерь на трение в пограничном слое, вихревых при отрывах от поверхности профиля и за выходной кромкой (кромочные). Чем совершеннее профиль, тем меньше потери, которые зависят от его размеров, углов входа и выхода, шага, шероховатости поверхности, толщины входных и выходных кромок, углов атаки потока, режима течения и т. д.

При обтекании профиля лопатки потоком на ее поверхности образуется пограничный слой толщиной δ , в котором скорости частиц потока изменяются от нулевого значения у поверхности до скорости потока (рис. 46, а, б); так как скорости частиц потока в пограничном слое различны, то возникают потери кинетической энергии, обусловленные трением.

Толщина пограничного слоя и эпюра скоростей в нем изменяются в зависимости от характера изменения скорости потока и распределения давления по профилю. Из рис. 46, б наглядно видно влияние угла атаки потока на образование пограничного слоя и отрыв потока от поверхности профиля со стороны спинки на участке косого среза.

Вихревые потери за выходной кромкой связаны с отрывом потока от подторможенного пограничного слоя. При этом образуется кромочный след с неравномерным полем скоростей, углов и давлений (сплошные линии, рис. 46, в). Взаимодействие между ядром потока и кромочным следом происходит интенсивно и приводит к выравниванию поля скоростей, давлений и углов, что вызывает потери кинетической энергии. Этот процесс, по опытным данным, заканчивается на расстоянии $(1,3-1,9) t_1$ от выходных кромок.

Величина кромочных потерь зависит от толщины выходных кромок, которую выбирают минимально допустимой по условиям прочности и технологии изготовления (более 0,4 мм) в зависимости от конструкции лопатки и ее высоты. Величина относительного

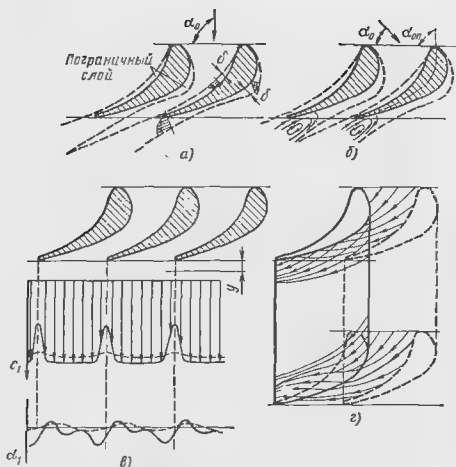


Рис. 46. Эскиз к определению потерь в соплах:

а, б — образование пограничного слоя при безотрывном течении и с отрывом потока; в — распределение скоростей и углов потока за решеткой, г — образование вторичных течений вблизи концов лопаток

шага ($\bar{l}_1 = 0,7 \div 0,85$) влияет на форму канала и характер пограничного слоя, а значит — на профильные потери. Кромочные потери также зависят от шага $\bar{l}_1$, так как с его изменением меняется количество лопаток. Величина оптимального относительного шага $\bar{l}_1$ равна 0,7 — 0,85.

Направляющие лопатки имеют конечную длину и ограничены с торцов стенками. Под действием разности давлений поток, заторможенный в пограничном слое, начинает перетекать с вогнутой поверхности лопатки (сторона большего давления) на выпуклую поверхность соседней лопатки (сторона меньшего давления). Такое перетекание потока происходит у корня и периферии лопатки (рис. 46, г).

Для коротких лопаток такое вихревое движение захватывает весь поток в канале, при этом чем короче лопатки, чем меньше относительная высота лопатки $\bar{l}_1$, тем больше концевые потери. При $\bar{l}_1 \leq 2$ концевые потери весьма заметны, а при более коротких лопатках ($\bar{l}_1 < 1$) они становятся одной из главных составляющих общих потерь. Высота сопла l_1 определяется расходом,

параметрами пара, степенью парциальности и тепловым перепадом в соплах. Для уменьшения концевых потерь в первых ступенях турбин уменьшают ширину хорды профиля направляющих лопаток.

Потерю энергии в соплах определяют по уравнению

$$h_c = \frac{A(c_{1t}^2 - c_1^2)}{2g} = (1 - \varphi^2) \frac{c_{1t}^2}{8380} =$$

$$= (1 - \varphi^2) \left(h_{01} + \frac{c_0^2}{8380} \right) = (1 - \varphi^2) h_{01п} = \zeta_c h_{01п}, \quad (65)$$

где для активной ступени $h_{01п} = h_{0п}$; скоростной коэффициент φ определяют по кривым рис. 47, а.

Рабочие лопатки. Явления в каналах направляющих лопаток в равной мере относятся к каналам рабочих лопаток. Кроме рассмотренных потерь, в рабочих лопатках возникают потери, связанные с вращением рабочих лопаток, формой профиля, величинами перекрыш и т. д. Распределение давлений по профилю существенно влияет на образование пограничного слоя и величину профильных потерь.

Распределение давления p по профилю лопатки показано на рис. 48 в виде эпюры. В результате разности давлений на вогнутой и выпуклой поверхностях лопаток возникает окружное усилие, действующее на лопатку.

Характер распределения давления у лопатки зависит от ее профиля, шага решетки, угла входа потока (угла атаки) и других факторов. Экономичность работы решетки при постоянных расходе пара и параметрах потока тем выше, чем большее усилие действует на лопатку и чем меньше потери в потоке. Входную высоту рабочей лопатки делают больше выходной высоты сопловой лопатки (перекрыша). Наличие перекрыш на входе рабочих лопаток увеличивает неравномерность потока и приводит к увеличению пограничного слоя и, следовательно, к росту потерь. Потерю

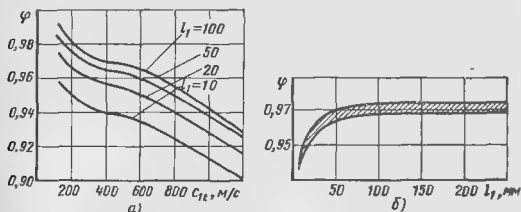
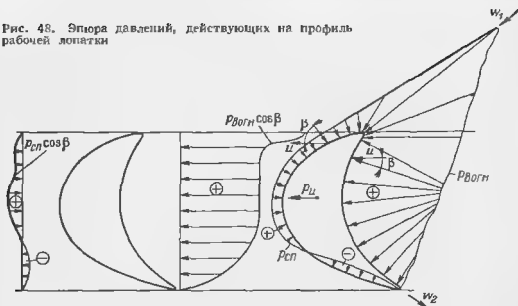


Рис. 47. Зависимость коэффициента скорости φ для сопла:

а — от теоретической скорости c_{1t} и высоты сопловой решетки l_1 ; б — от высоты сопловой решетки l_1

Рис. 48. Эпюра давлений, действующих на профиль рабочей лопатки



энергии в каналах рабочих лопаток подсчитывают по формуле

$$h_{\text{л}} = (1 - \psi^2) \frac{w_{2t}^2}{8380} \quad \xi_{\text{л}} \frac{w_{2t}^2}{8380} = \xi_{\text{л}} \left(h_{02} + \frac{w_1^2}{8380} \right), \quad (66)$$

где $h_{\text{л}}$ — в ккал/кг; h_{02} — в ккал/кг; w_1 и w_{2t} — в м/с. Для активной ступени $h_{02} = 0$, т. е. $w_{2t} = w_1$.

Коэффициент скорости $\psi = \psi' k$. На рис. 49 приведен коэффициент ψ' в функции от угла поворота потока γ , зависящего от суммы углов входа и выхода потока. Для одновенечной ступени $\gamma = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$. Величины k приведены на рис. 49. Коэффициент ψ можно определить там же.

Величину относительного шага для рабочих решеток можно принимать в пределах $\bar{t}_2 = 0,55 \div 0,7$; его влияние на потери такое же, как в соплах.

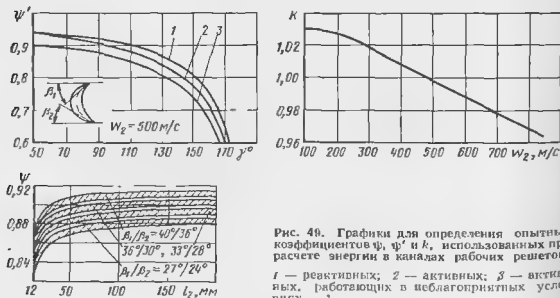


Рис. 49. Графики для определения опытных коэффициентов ψ , ψ' и k , использованных при расчете энергии в каналах рабочих решеток: 1 — реактивных; 2 — активных; 3 — активных, работающих в неблагоприятных условиях

Потери с выходной скоростью. При рассмотрении идеальной ступени (см. рис. 31), в которой направления движения потока и рабочих лопаток совпадают, абсолютная скорость выхода потока из решетки рабочих лопаток $c_2 = 0$. В реальной ступени получить $c_2 = 0$ нельзя потому, что направления движения потока и рабочих лопаток не совпадают. Поток выходит из каналов рабочей решетки со скоростью c_2 . Кинетическую энергию, которая для данной ступени является потерянной, определяют по формуле

$$h_{в.с} = A \frac{c_2^2}{2g} = \frac{c_2^2}{8380}.$$

Для уменьшения потерь с выходной скоростью $h_{в.с}$ при проектировании отдельных ступеней добиваются значения $\alpha_2 \approx 90^\circ$, при котором скорость c_2 имеет минимальное значение.

В многоступенчатых турбинах осевые зазоры между рабочими и направляющими лопатками соседних ступеней малы, поэтому при плавно спроектированной проточной части кинетическая энергия $h_{в.с}$ одной ступени полностью или частично используется в следующей. Кинетическая энергия теряется в том случае, если после ступени поток поступает в камеру. Потери с выходной скоростью происходят в регулирующей ступени, в ступени перед регулируемым отбором пара, перед промежуточным перегревом, в ступени, после которой резко меняется диаметр последующей ступени, и, наконец, в последней ступени каждого цилиндра.

Дополнительные потери не связаны с непосредственным протеканием пара в проточной части, поэтому они учитываются относительным внутренним к. п. д. η_{oi} ступени.

Потери на трение диска в паровой среде. Потери на трение заключаются в том, что диски вращаются в паровой среде, на преодоление сопротивления которой затрачивается мощность. На рис. 50, а показано распределение скоростей пара в камере ступени в меридиональном и тангенциальном направлениях. Величина потерь на трение зависит от плотности среды, величины камеры, в которой вращается диск, шероховатости поверхности и размеров диска. Для снижения потерь на трение сокращают размеры камеры, уменьшают осевые зазоры и шлифуют поверхность дисков.

Вентиляционные потери. Вентиляционные потери возникают в ступенях с парциальным подводом пара, при котором в рабочие каналы периодически поступает направленный поток (рис. 50, б). Когда направленный поток выходит из каналов, пар, находящийся в зазоре, засасывается рабочим колесом (показано стрелками а), т. е. колесо работает как вентилятор. Снизить вентиляционные потери можно, закрыв рабочие лопатки защитным кожухом 1 по дуге между сегментами сопл. Малые зазоры между лопатками и кожухом уменьшают количество засасываемого пара.

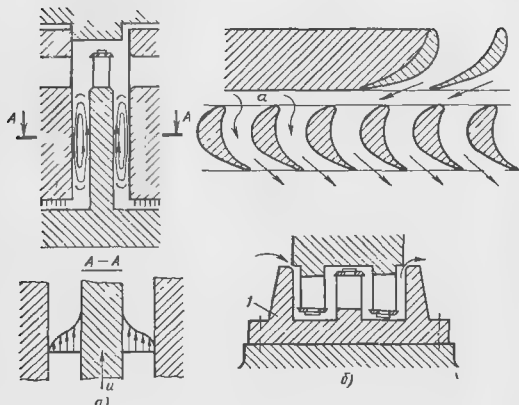


Рис. 50 Эскиз к определению потерь.

a — при трении дисков о среду, *б* — на вентиляцию и выкачивание, *l* — защитный кожух

Потери на трение диска и вентиляцию можно рассчитать по формуле Стодола

$$N_{т. в} = \lambda [Ad^2 + B(1 - e - 0,5e_{\text{кож}}) dl_2^{1,5}] \left(\frac{u}{100} \right)^3 \frac{1}{v}, \quad (67)$$

где *d* — средний диаметр диска, м; *v* — удельный объем пара в камере диска, м³/с; *A*, *B* и λ — опытные коэффициенты; *A* = 1,0; *B* = 0,40; λ = 1,0 (для перегретого пара); λ = 1,2 ÷ 1,3 (для насыщенного пара).

Величина Ad^2 учитывает потери на трение диска, а величина $B(1 - e - 0,5e_{\text{кож}})$ — вентиляционные потери. Если степень парциальности *e* = 1 и $e_{\text{кож}}$ = 0 ($e_{\text{кож}}$ — относительная величина дуги, не занятой соплами и защищенной кожухом), вентиляционные потери равны нулю. Для двухвенечной ступени член в формуле (67), учитывающий вентиляционную потерю, имеет вид

$$B(1 - e - 0,5e_{\text{кож}})(l_2^{1,5} + l_2'^{1,5})d$$

По формуле Форнера

$$N_{т. в} = \beta \cdot 10^{-10} d^4 n^3 l \frac{1}{v}, \quad (68)$$

где *n* — в об/мин; β — коэффициент; β = 1,76 для одновенечных и β = 2,06 для двухвенечных дисков.

Размерности величин, входящих в формулы (67) и (68), одинаковы. Потери на трение диска в паровой среде и вентиляцию в тепловых единицах, отнесенные к 1 кг пара, вычисляют по формуле

$$h_{т. в} = \frac{102N_{т. в}}{427G} = \frac{N_{т. в}}{4,19G}, \quad (69)$$

где $N_{т. в}$ — в кВт; G — в кг/с.

Из формулы (69) следует, что в турбинах с малым расходом пара потери составляют значительную величину. Относительная величина потерь на трение и вентиляцию

$$\xi_{т. в} = \frac{h_{т. в}}{h_0}.$$

Потери на выколачивание (концевые потери). После прохождения дуги между сегментами сопел на каналы рабочих лопаток вновь воздействует направленный поток, выходящий из сопел. В рабочих каналах движется поток с небольшой скоростью, который выталкивается направленным потоком. С другой стороны сегмента сопел при выходе рабочего канала из-под действия направленного потока правильность потока нарушается, что связано с дополнительными потерями энергии. Концевые потери (потери на выколачивание застойного пара из лопаточных каналов) при парциальном подводе находят по формуле

$$h_k = \xi_k h_0,$$

где относительная величина

$$\xi_k = \frac{h_k}{h_0} = 0,11 \frac{B_2 l_2}{F_1} \eta_{ол} m x_a, \quad (70)$$

где F_1 — площадь выходного сечения сопел, см²; $\eta_{ол}$ — относительный лопаточный к. п. д. ступени; m — число групп сопел; $x_a = u/c_a$ — отношение скоростей.

Для двухвечной ступени формула (70) имеет вид

$$\xi_k = 0,11 \frac{B_2 l_2 + B_2' l_2'}{F_1} \eta_{ол} m x_a. \quad (71)$$

Утечка пара через зазоры уплотнений. В турбинах уплотнения делятся по месту расположения на концевые, диафрагменные, бандажные и уплотнения, расположенные у корня рабочих лопаток. Концевые уплотнения устанавливают в местах выхода вала ротора из корпуса турбины для уменьшения утечки пара при давлении в цилиндре выше атмосферного или предотвращения подсоса воздуха в турбину при разряжении в корпусе. Диафрагменные уплотнения устанавливают во внутренние расточки диафрагм, а бандажные — на бандажах рабочих лопаток или над ними. Эти уплотнения уменьшают количество пара, идущего мимо каналов лопаточного аппарата через зазоры между вращающимися и неподвижными деталями.

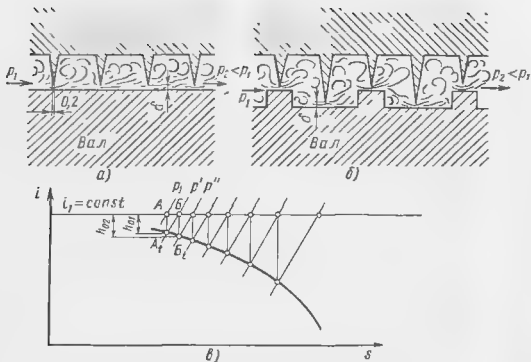


Рис. 51. Дросселирование пара в лабиринтовом уплотнении:

а — прямоугольном, б — ступенчатом, в — процесс дросселирования в i -диаграмме

Лабиринтовые уплотнения. В турбостроении широкое применение получили лабиринтовые уплотнения, которые состоят из рядов гребней, расположенных один за другим. Между гребнями с острыми кромками образуются вихревые камеры. При прохождении пара через узкую щель под гребнем уплотнения потенциальная энергия пара преобразуется в кинетическую, а затем, в вихревой камере, в тепловую (рис. 51). Этот процесс повторяется от гребня к гребню.

Давление пара при движении его вдоль лабиринта падает, при этом несколько снижается и температура. Таким образом, с некоторой более или менее значительной утечкой пара практически приходится мириться.

Расчетные формулы для определения утечки пара через лабиринтовые уплотнения выведены в предположении, что течение пара через отверстия с острыми кромками или через щели происходит так же, как и в соплах. Ввиду существенной разницы течения пара в соплах и отверстиях с острыми кромками расчетные формулы являются ориентировочными.

На рис. 51, в показан процесс дросселирования пара в i -диаграмме. Считаем, что расширение в первой узкой кольцевой щели происходит, как в суживающемся сопле, от давления p_1 до давления p' по адиабате AA_1 . При этом потенциальная энергия пара h_{01} преобразуется в кинетическую струи $A \frac{c_{11}^2}{2g}$. По уравнению сохранения энергии скорость потока при выходе из первой

$$c_{11} = 91,5 \sqrt{h_{01}}.$$

В вихревой камере между гребнями вся кинетическая энергия вследствие трения и вихреобразования преобразуется в теплоту при $p' = \text{const}$ (изобара A_1B); энтальпия пара повышается до первоначального значения i_1 . В следующей узкой щели также происходит адиабатное расширение пара от давления p' до давления p'' (линия BB_1), а в вихревой камере кинетическая энергия потока преобразуется в тепловую и т. д.

В лабиринтовом уплотнении происходит дросселирование пара при $i_1 = \text{const}$. Расход пара через уплотнение $G_{yt} = \text{const}$, площадь кольцевых щелей $F_y = \pi d \delta = \text{const}$. В соответствии с уравнением неразрывности при увеличении удельного объема v_t пропорционально возрастает скорость потока c_{11} , $G_{yt}/F_y = c_{11}/v_t = \text{const}$. Поэтому тепловой перепад в каждой последующей кольцевой щели больше, чем в предыдущей ($h_{01} < h_{02} < h_{03} < h_{04}$).

В узкой щели уплотнения, как и в суживающихся соплах, расширение пара происходит только до критического давления с критической скоростью. Критическая скорость в лабиринтовом уплотнении может возникнуть только в последней щели; во всех предыдущих щелях скорость всегда меньше критической.

Наиболее распространен расчет утечки пара через лабиринтовое уплотнение по формулам Стодола. При проектировании расчет лабиринтовых уплотнений сводится к определению утечки пара при выбранных размерах уплотнения и параметрах пара или числа гребней z уплотнения по заданной утечке. При известном числе гребней z определяется критическое давление $p_{кр}$, при котором в последнем зазоре уплотнения устанавливается критическая скорость:

$$p_{кр} = \frac{0,85 p_1}{\sqrt{z + 1,5}}.$$

Если $p_{кр} < p_2$, т. е. скорость в последнем лабиринте меньше критической, то утечку пара или число гребней уплотнения определяют по формуле

$$G_{yt} = 100 k_y \mu_y F_y \sqrt{\frac{g(p_1^2 - p_2^2)}{z p_1 v_1}},$$

где μ_y — коэффициент расхода, учитывающий сжатие струи в зазоре (рис. 52, а); k_y — коэффициент, учитывающий влияние на расход переноса кинетической энергии при последовательном течении пара через ряд зазоров и зависящий от конструкции уплотнения (рис. 52, б); $k_y = 1$ — для ступенчатых уплотнений; $F_y = \pi d \delta$ — в м^2 ; p_1 — в кгс/см^2 ; v — в $\text{м}^3/\text{кг}$; p_2 — в кгс/см^2 .

Если $p_{кр} > p_2$, то в последнем лабиринте будет критическая скорость, и для расчета утечки или числа гребней уплотнений

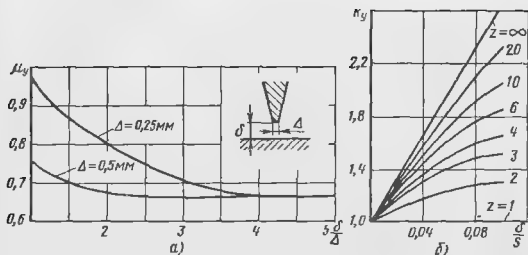


Рис. 52. Поправочные коэффициенты для расчета лабиринтовых уплотнений на гладком валу:

а — сжатия струи в зазорах уплотнений μ_y ; б — зависящий от конструкции уплотнений k_y

применяют формулу

$$G_{y\tau} = 100 k_y \mu_y F_y \sqrt{\frac{g}{z + 15} \frac{p_1}{v_1}}.$$

Потеря теплоты через внутренние зазоры в диафрагменных уплотнениях

$$h_{y\tau} = \frac{G_{y\tau}}{G} [h_{0\text{п}} - (h_c + h_n + h_{r,c} + h_{r,v} + h_k + h_{\text{вл}})], \quad (72)$$

где G — расход пара через данную ступень, кг/с.

Утечку пара через концевые уплотнения рассчитывают по изложенной выше методике по отдельным отсекам от одной камеры отбора пара до другой.

Величина утечки пара через уплотнения зависит от параметров пара перед и за ними (в основном от разности давлений $\Delta p = p_1 - p_2$) и от конструкции уплотнений. Уменьшить расход пара через уплотнение можно, уменьшив зазор в гребнях и коэффициент расхода, увеличив число уплотнительных гребней и трение между поверхностями вихревой камеры и потоком, которое зависит от количества поворотов потока и длины пути пара от одной щели к другой.

Бандажные и корневые уплотнения. Уплотнения уменьшают перетекание пара сверху бандажей и отсос пара у корня лопаток в турбинах. Бандажные уплотнения у корня лопаток обычно состоят из одного-двух уплотнительных гребней (рис. 53, а). Они имеют более сложный лабиринт, что уменьшает проход пара. Для снижения перетекания делают как осевой уплотнительный гребень у бандажа, так и два-три радиальных гребня над ним; выбирают величины осевого δ_1 и радиального δ зазоров

и число уплотнительных гребней z ; принимают коэффициенты расходов через эти зазоры $\mu_1 \approx 0,6$ и $\mu \approx 0,8$. Степень реакции ρ'' у периферии ступени на радиусе $r'' = r_c + 0,5l_2$ мм подсчитывают по формуле

$$\rho'' = 1 - \left(\frac{r_c}{r''} \right)^2 (1 - \rho_c).$$

Площадь осевого зазора $f_1 = \pi d'' \delta_1$. Величину утечки определяют по формуле

$$G_{ут} = \mu_1 f_1 \frac{91,5 \sqrt{\rho'' k_{оп}}}{v_x \sqrt{1 + z k^2}},$$

где $h_{оп}$ — тепловой перепад на ступень, ккал/кг; $k = \mu_1 \delta_1 / \mu \delta$ — коэффициент; v_2, v_x — удельные объемы соответственно за рабочим колесом и в пространстве за осевым зазором, с достаточной степенью точности $v_x \approx v_2$.

Потери, отнесенные к 1 кг пара,

$$h'_{ут} = \frac{G'_{ут}}{G} [h_{оп} - (h_c + h_n + h_{в.с})]. \quad (73)$$

В реактивных осевых турбинах с барабанным ротором (рис. 53, б) потери от утечки пара через радиальные зазоры в направляющих и рабочих лопатках обычно вычисляются по эмпирическим формулам, например по формуле Андергуба

$$h_{ут} = 1,72 \frac{\delta_r^{1,4}}{l} h_0,$$

где δ_r — радиальный зазор, мм.

Потери от влажности пара и эрозия рабочих лопаток. В области влажного пара работают ступени низкого давления конденсационных паровых турбин тепловых электростанций и ступени паровых турбин атомных электростанций. Для агрегатов большой мощности при высоких окружных скоростях рабочих лопаток серьезными проблемами являются уменьшения потерь от влажности пара и эрозии рабочих лопаток (износ от ударов капель воды).

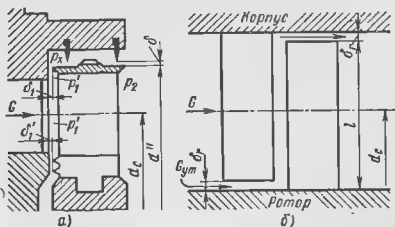
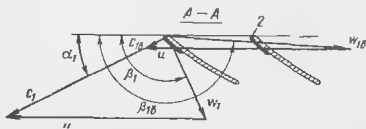


Рис. 53. Схемы проточных частей ступеней:
а — активной; б — реактивной



Рис. 54. Ступень, работающая в области влажного пара:

1 — влагоуловитель, 2 — защитные стеллитовые пластины входных кромок лопаток



По мере расширения пара влажность его повышается. На рис. 54 показаны треугольники скоростей пара и частиц воды. Абсолютная скорость c_{1B} частиц воды при выходе из сопел меньше, чем c_1 пара, и, следовательно, угол входа β_{1B} частиц воды на рабочие лопатки с относительной скоростью w_{1B} больше угла β_1 для пара.

При уменьшении скорости c_{1B} , увеличении угла β_{1B} , окружной скорости u и размеров капель воды эрозия входных кромок рабочих лопаток увеличивается. На увеличение размеров капель существенно влияет скорость потока. При больших скоростях капли распадаются. Например, при изменении скорости пара от 100 до 300 м/с диаметр капли уменьшается от 0,3 до 0,025 мм. С ростом степени реакции в ступени скорость c_1 уменьшается и размеры капель увеличиваются.

В последних ступенях конденсационных турбин на периферии степень реакции превышает 70%, а у корня составляет всего 8—10% и даже может быть отрицательной. Капли воды больших размеров образуются в верхней части лопаточного аппарата ступени. При наличии горизонтальных поверхностей, расположенных по окружности, стекающие с них капли непрерывно бомбардируют рабочие лопатки. Капли воды, срывающиеся с радиальных поверхностей, действуют лишь в момент прохождения кромки рабочей лопатки мимо поверхности.

Эрозия входных кромок рабочих лопаток зависит от величины окружной скорости u . Скорость c_{1B} частиц воды мала, поэтому в первом приближении можно считать, что относительная скорость w_{1B} при входе на рабочую лопатку равна окружной скорости. Силу, с которой капли воды ударяются о лопатку, можно считать пропорциональной u^2 .

Крупные капли получают при отбрасывании частиц воды центробежными силами к периферии. Эрозии подвергнута обычно $1/3$ — $1/2$ часть (верхняя) лопатки; у корня лопатки эрозии нет. Как правило, в средней части лопатки видны следы эрозии в виде матового налета; выше — точечная и у периферии — пористая эрозия.

Наибольшая интенсивность эрозии наблюдается в первые сотни часов работы, затем эрозия продолжается, но в меньшей степени. Замедление процесса эрозии может быть объяснено тем, что уже подверженные эрозии участки с частицами влаги в порах являются своеобразными демпферами при ударе капель воды о лопатки.

Снизить эрозию рабочих лопаток, находящихся в области влажного пара, можно применением промежуточного перегрева пара, снижающего влажность на последних ступенях турбин (см. гл. 1); организацией рациональной системы влагоудаления непосредственно из проточной части турбины; защитой входных кромок лопаток износостойчивым твердым сплавом (рис. 54). На ХТГЗ в мощных турбинах с успехом применяют электроискровой способ наплавки твердого сплава на входные кромки рабочих лопаток. Этот способ является наиболее простым и дешевым. Участки, наиболее подверженные эрозии, можно подвергать вторичному упрочнению, причем при ремонте не нужно демонтировать лопатки.

В паровых турбинах влагоулавливающее устройство выполняют: 1) за рабочим колесом в виде козырька с впадиной на ободу диафрагмы со стороны входа пара; пленка и капли влаги, отброшенные лопатками, попадают через осевой зазор между ободьями диафрагм во впадину (рис. 54); 2) за направляющим аппаратом в виде закрытой камеры с козырьком и впадиной в ободу диафрагмы; 3) в полых направляющих лопатках в виде щелевых отверстий.

Из влагоулавливающих устройств вода стекает по окружности в нижнюю часть корпуса, откуда через специальные отверстия отводится в конденсатор.

Потери от влажности

$$h_{в.л} = (1 - x) h_1, \quad (74)$$

где $x = (x_1 + x_2)/2$; x_1 и x_2 — степени сухости пара в ступени соответственно перед соплами и за рабочими лопатками; h_1 — использованный теплоперепад в ступени (без потери от влажности).

Потери в выпускном патрубке. В выпускном патрубке необходимо правильно направить поток, для чего применяют ребра. Для мощных турбин проводят аэродинамические исследования моделей выпускных патрубков и определяют форму патрубка с

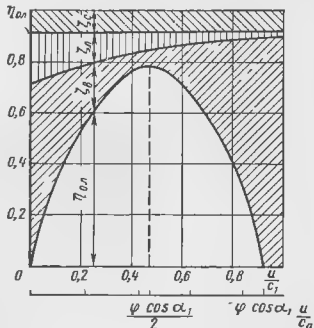


Рис. 55. Зависимость относительного к. п. д. лопаточного аппарата $\eta_{0,1}$ активной ступени от отношения u/c_a (u/c_1)

наименьшей потерей давления. Предпочтительней выпускной патрубков, выполненный в виде диффузора, так как в нем восстанавливается давление. Потеря давления в трубке будет тем больше, чем выше скорость потока.

Давление пара за последней ступенью турбины p'_k определяется с учетом потери давления в выпускном патрубке:

$$p'_k = p_k \left[1 + \lambda \left(\frac{c_{в.п.}}{100} \right)^2 \right],$$

где p_k — давление в выходном сечении выпускного патрубка (для конденсационных турбин — давление в конденсаторе); $c_{в.п.}$ — скорость пара в выпускном патрубке; для конденсационных турбин $c_{в.п.} = 80 \div 120$ м/с, для турбин с противодавлением $c_{в.п.} = 40 \div 60$ м/с, поэтому потерей пренебрегают; $\lambda = 0,05 \div 0,1$ — коэффициент, зависящий от конструкции патрубка.

§ 7

ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ К. П. Д. СТУПЕНЕЙ

К. п. д. $\eta_{ол}$ одновечной ступени. Для активной ($\rho = 0$) и реактивной ($\rho = 0,5$) ступеней были получены уравнения (41), (42), (44) для подсчета мощности, развиваемой 1 кг пара, на рабочих лопатках. Располагаемая энергия 1 кг пара на ступень

$$h_p = AL_{1p} = h_{оп} - \xi_2 \frac{Ac_2^2}{2g} = \frac{Ac_a^2}{2g} - \xi_2 \frac{Ac_2^2}{2g},$$

где $c_a = 91,5 \sqrt{h_{оп}}$ — фиктивная скорость потока, которая была бы получена в идеальных соплах при расширении пара от давления $p_{оп}$ до p_2 ; ξ_2 — коэффициент использования кинетической энергии выходящего потока.

Скорость c_a связана с действительной скоростью истечения из сопл c_1 :

$$c_1 = 91,5 \sqrt{h_{оп}} = 91,5 \sqrt{(1-\rho) h_{оп}} = c_a \sqrt{1-\rho}.$$

Для активной ступени при $\rho = 0$ скорость c_a равна теоретической скорости истечения $c_{1т}$ из сопл ($c_a = c_{1т} = c_1/\sqrt{\rho}$). Относительным к. п. д. на лопатках $\eta_{ол}$ называется отношение работы, совершаемой паром [уравнения (41), (42), (44)], к располагаемой энергии

$$\eta_{ол} = \frac{L_{1п}}{L_{1р}} = \frac{2u(c_{1u} + c_{2u})}{c_a^2 - \xi_2 c_2^2} = \frac{2u(\omega_{1u} + \omega_{2u})}{c_a^2 - \xi_2 c_2^2}. \quad (75)$$

Относительный к. п. д. $\eta_{ол}$ ступеней при потере энергии с выходной скоростью ($\xi_2 = 0$ или $h_p = h_{оп}$)

$$\eta_{ол} = \frac{2u(c_{1u} \pm c_{2u})}{c_a^2} = \frac{2u}{c_a^2} (\omega_{1u} + \omega_{2u}) = \frac{2u}{c_a^2} (\omega_1 \cos \beta_1 + \omega_2 \cos \beta_2). \quad (76)$$

Полученные формулы относятся к ступеням с любой степенью реакции. Знак плюс перед c_{2u} ставится при $\alpha_2 < 90^\circ$, знак минус при $\alpha_2 > 90^\circ$. Для дальнейшего преобразования формулы (76) рассмотрим, например, активную ступень ($\rho = 0$) с потерей энергии с выходной скоростью ($c_2 = 0$). Из треугольников скоростей (см. рис. 33), учитывая потери в соплах и рабочих каналах, запишем

$$\left. \begin{aligned} w_2 &= \psi w_1; \\ w_1 \cos \beta_1 &= c_1 \cos \alpha_1 - u. \end{aligned} \right\} \quad (77)$$

Подставляя выражения (77) в уравнение (76), получим формулу Банки

$$\begin{aligned} \eta_{ол} &= \frac{2u}{c_a^2} w_1 \cos \alpha_1 \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) = \\ &= \frac{2u}{c_a^2} \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) (c_1 \cos \alpha_1 - u) = \\ &= 2\varphi^2 \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right) \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \frac{u}{c_{ш}}. \end{aligned} \quad (78)$$

Анализируя полученное выражение, видим, что к. п. д. $\eta_{ол}$ зависит от φ , ψ , α_1 , β_1 , β_2 , u/c_1 . С увеличением скоростных коэффициентов потерь φ и ψ , т. е. с уменьшением потерь энергии в решетках направляющих и рабочих лопаток, к. п. д. $\eta_{ол}$ возрастает. С уменьшением угла α_1 величина $\cos \alpha_1 > 1$ и к. п. д. $\eta_{ол}$ увеличивается. С другой стороны (см. рис. 33), с уменьшением угла α_1 уменьшается угол β_1 , что приводит к увеличению потерь в рабочих лопатках, то есть уменьшению коэффициента ψ . С точки зрения экономичности выбирают угол $\alpha_1 = 9 \div 25^\circ$.

Как следует из формулы (78), желательно уменьшать β_2 , но это вызывает уменьшение коэффициента ψ , что, в свою очередь, снижает к. п. д. $\eta_{ол}$. Поэтому выбирают $\beta_2 = \beta_1$ или $\beta_2 = \beta_1 - (3 \div 10)^\circ$; тогда получаем отношение $\cos \beta_2 / \cos \beta_1 \geq 1$. Наибольший интерес представляет влияние отношения u/c_1 на к. п. д. $\eta_{ол}$, которое является основной экономической характеристикой ступени. Выберем оптимальные величины φ , ψ , α_1 , β_1 и β_2 ; тогда переменной величиной в формуле (77) будет отношение u/c_1 . Обозначая $2\varphi^2(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}) = A$, $\cos \alpha_1 = B$, $u/c_1 = X$, получим выражение (78) в виде (уравнение параболы)

$$\eta_{ол} = ABX + AX^2.$$

Таким образом, установлена параболическая зависимость изменения к. п. д. $\eta_{ол}$ от отношения u/c_1 . Для дальнейшего анализа последнее выражение удобнее записать в виде

$$\eta_{ол} = A \left[\frac{u}{c_1} \cos \alpha_1 - \left(\frac{u}{c_1} \right)^2 \right].$$

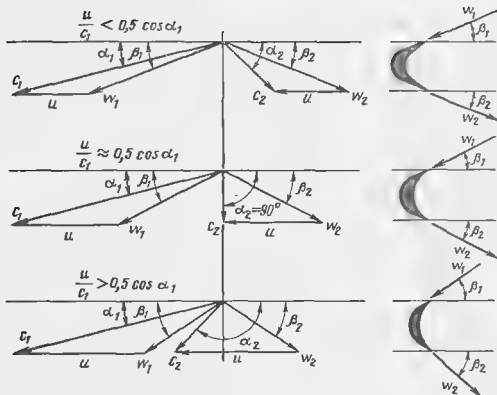


Рис. 56. Треугольники скоростей активной ступени при различных значениях u/c_1

Задаваясь значениями $u/c_1 = 0$ и $u/c_1 = \cos \alpha_1$, получим $\eta_{ол} = 0$ (рис. 55). Чтобы найти u/c_1 , при котором к. п. д. $\eta_{ол}$ имеет максимальное значение, необходимо приравнять нулю первую производную выражения к. п. д. $\eta_{ол}$ по u/c_1 :

$$\left[\frac{u}{c_1} \cos \alpha_1 - \left(\frac{u}{c_1} \right)^2 \right]' = 0; \quad \cos \alpha_1 - 2 \frac{u}{c_1} = 0; \\ \frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2} \quad \text{или} \quad \frac{u}{c_a} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2}. \quad (79)$$

При $\alpha_1 = 0$, $\cos \alpha_1 = 1$ получим $u/c_1 = 0,5$ для идеальной ступени, в которой совпадают направления движения потока и вращения рабочих лопаток (см. рис. 31).

Подставив значение $u/c_1 = \cos \alpha_1 / 2$ в формулу (78), получим выражение для наибольшего к. п. д.

$$\eta_{ол \max} = \frac{\varphi^2}{2} \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \cos^2 \alpha_1.$$

При $\beta_1 = \beta_2$

$$\eta_{ол \max} = \frac{\varphi^2}{2} (1 + \psi) \cos^2 \alpha_1.$$

Зависимость к. п. д. $\eta_{ол}$ от u/c_1 (u/c_a) можно построить, например, при постоянных величинах h_r , φ , c_1 и α_1 . Для упрощения примем $\beta_1 = \beta_2$. Задаваясь значениями u/c_1 (u/c_a), строим треугольники скоростей (рис. 56), как было описано ранее. Опреде-

ляем в каждом отдельном случае значения коэффициента ψ по опытным кривым. Отношение u/c_1 (u/c_a) меняется с изменением u или диаметра d при постоянной частоте вращения n .

По формуле (78) вычисляем к. п. д. $\eta_{ол}$ при различных u/c_1 (u/c_a). Как следует из треугольников скоростей, при разных значениях u/c_1 профили рабочих лопаток получают различную формы в зависимости от углов β_1 и β_2 . При $u/c_1 \approx 0,5$ получаем $\alpha_2 \approx 90^\circ$ и, следовательно, наименьшее значение скорости c_2 и потери $h_{в.с.}$.

Построить кривую зависимости к. п. д. $\eta_{ол}$ от u/c_1 можно, задавшись диаметром d ($u = \text{const}$) и изменяя скорость c_1 , т. е. h_p .

Относительный к. п. д. $\eta_{ол}$ можно выразить через потери энергии. Работа 1 кг пара на рабочих лопатках ступени

$$h_u = AL_{1u} = h_p - [h_c + h_l + (1 - \xi_2) h_{в.с.}]$$

Подставляя в формулу $h_p = h_{оп} - \xi_2 A \frac{c_2^2}{2g}$ $h_{оп} - \xi_2 h_{в.с.}$, получим $h_u = h_{оп} - (h_c + h_l + h_{в.с.})$. Относительный к. п. д.

$$\eta_{ол} = \frac{h_u}{h_p} = \frac{h_{оп} - (h_c + h_l + h_{в.с.})}{h_{оп} - \xi_2 h_{в.с.}} \quad (80)$$

Рассмотрим активную ступень ($p = 0$) (см. рис. 34) с потерей и с выходной скоростью ($\xi_2 = 0$); тогда уравнение (80) можно записать так:

$$\eta_{ол} = \frac{h_u}{h_p} = \frac{h_{оп} - (h_c + h_l + h_{в.с.})}{h_{оп}} = 1 - \frac{h_c}{h_{оп}} - \frac{h_l}{h_{оп}} - \frac{h_{в.с.}}{h_{оп}} = 1 - \xi_c - \xi_l - \xi_{в.с.} \quad (81)$$

По формуле (81) и треугольникам скоростей (рис. 56) определим, какую долю составляет каждая из потерь энергии при нахождении к. п. д. $\eta_{ол}$ для различных u/c_1 (u/c_a) (см. рис. 55), и подсчитываем величину $\xi_c = h_c/h_{оп} = \text{const}$, так как величины $h_{оп}$, ψ и $h_c = (1 - \psi^2) h_{оп}$ постоянные. С изменением u/c_1 (u/c_a) скорость u , угол β_1 и угол $\beta_2 = \beta_1$ возрастают, поэтому скорость w_1 и коэффициент потерь ψ снижаются (см. рис. 49); в конечном итоге уменьшаются $h_l = (1 - \psi^2) w_1^2/8380$ и $\xi_l = h_l/h_{оп}$.

С увеличением u/c_1 от 0 до $0,5 \cos \alpha_1$ потери с выходной скоростью $h_{в.с.} = c_2^2/8380$ и $\xi_{в.с.} = h_{в.с.}/h_{оп}$ уменьшаются, так как угол α_2 приближается к 90° (рис. 56). В интервале u/c_1 от $0,5 \cos \alpha_1$ до $\cos \alpha_1$ угол α_2 становится больше 90° и при $u/c_1 = \cos \alpha_1$ $\alpha_2 = \alpha_1$, поэтому c_2 , $h_{в.с.}$ и $\xi_{в.с.}$ возрастают и $h_{в.с.}$ становится преобладающей среди потерь энергии.

В практике проектирования активной одновенечной ступени выбирают $u/c_1 = 0,4 \div 0,5$. Критерием правильности теплового расчета ступени является совпадение к. п. д. $\eta_{ол}$, подсчитанных по формулам (75) и (80); допускается разница значений к. п. д. до $\Delta \eta_{ол} = 0,005$.

К. п. д. η_{oi} активной ступени и его зависимость от u/c_1 . Экономичность ступени характеризует относительный внутренний к. п. д. η_{oi} , который учитывает все внутренние потери энергии (см. рис. 34):

$$\eta_{oi} = \frac{h_i}{h_p} = \frac{h_{оп} - (h_c + h_n + h_{в.с} + h_{т.в} + h_{ут} + h_{вл})}{h_{оп}} =$$

$$\eta_{ол} - \frac{h_{т.в} + h_{ут} + h_{вл}}{h_{оп}} \quad \eta_{ол} - \xi_{т.в} - \xi_{ут} - \xi_{вл}, \quad (82)$$

где $h_p = h_{оп} - \xi_2 h_{в.с}$. При $\xi_2 = 0$ $h_p = h_{оп}$.

Для определения зависимости к. п. д. η_{oi} от u/c_1 необходимо исследовать, как изменяются величины $\xi_{т.в}$, $\xi_{ут}$ и $\xi_{вл}$. В данном случае удобнее принять $c_1 = \text{const}$ и считать переменной скоростью u (диаметр d) ступени.

С изменением u/c_1 потери, связанные с утечкой пара $h_{ут}$ через диафрагменные уплотнения, не изменяются, так как постоянными остаются диаметр вала или ступицы диска, количество уплотнительных гребней и радиальный зазор в уплотнении. С изменением u/c_1 при $c_1 = \text{const}$ потери от влажности пара также можно считать постоянными.

Потери на трение с изменением u/c_1 (ростом диаметра d) возрастают, потому что площадь поверхности диска увеличивается. Потери на вентиляцию при этом также возрастают, так как с ростом диаметра d при постоянных расходе пара G , высоте сопла l_1 и рабочих лопаток l_2 , длине дуги m , занятой соплами, степень парциальности $e = m/\pi d$ уменьшается.

Для анализа зависимости к. п. д. η_{oi} от u/c_1 постоянные величины $\xi_{ут}$ и $\xi_{вл}$ исключим из рассмотрения, тогда формула (82) примет вид $\eta_{oi} = \eta_{ол} - \xi_{т.в}$.

Задавая диаметр d при постоянных c_1 , подсчитываем $u = \pi d n / 60$ и u/c_1 . По формуле (69) определяем величину $h_{т.в}(\xi_{т.в})$. Соединив точки плавной кривой, получим зависимость $\xi_{т.в}$ от u/c_1 (рис. 57). По известным зависимостям $\eta_{ол}$ и $\xi_{т.в}$ от u/c_1 вычитанием получаем зависимость η_{oi} от u/c_1 .

Потери на вентиляцию в значительной мере зависят от степени парциальности, т. е. от расхода пара в турбине. В турбинах малой мощности (с малым объемным расходом пара) потери на вентиляцию значительно снижают к. п. д. η_{oi} по сравнению с к. п. д. $\eta_{ол}$ и сдвигают максимум η_{oi} в сторону меньших значений u/c_1 . В турбинах большой мощности во всех ступенях $e = 1$ (кроме регулирующей, где $e = 0,7 \div 0,9$), поэтому вентиляционные потери малы. Практически для активных ступеней максимальное значение к. п. д. η_{oi} находится в интервале отношения $u/c_1 = 0,4 \div 0,5$.

Зависимость к. п. д. $\eta_{ол}$ от отношения $u/c_1 (u/c_a)$. Преобразуя формулу (76), можно получить зависимость к. п. д. $\eta_{ол}$ от φ , ψ , α_1 , β_1, β_2 , u/c_1 для ступеней с различной степенью реакции ($0 \leq$

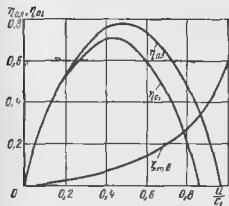


Рис. 57. Зависимость относительного внутреннего к. п. д. η_{0i} активной ступени от отношения u/c_1

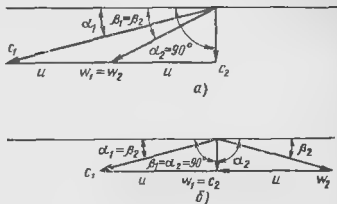


Рис. 58. Треугольники скоростей при $\alpha_2 = 90^\circ$:

а — активной ступени ($\rho = 0$), б — реактивной ступени ($\rho = 0,5$)

$\leq \rho \leq 0,5$). Для активной ступени (см. рис. 55 и 56) максимальное значение к. п. д. η_{0i} лопаточного аппарата, определенное по формуле (81), достигается при минимальном значении потерь $h_{в.с.}$. У идеализированной в некоторой степени активной ступени с $\rho = 0$, $\psi = 1$, $w_2 = w_1$ потери в каналах рабочих лопаток отсутствуют. При этом считаем, что ступень выполнена с профилем при $\beta_1 = \beta_2$. Совмещая входной и выходной треугольники скоростей при $\alpha_2 = 90^\circ$ (рис. 58, а), получим

$$\cos \alpha_1 = 2u/c_1. \quad (83)$$

В идеализированной реактивной ступени с $\rho = 0,5$, $h_{01} = h_{02}$ потери в каналах рабочих лопаток отсутствуют и $\psi = 1$. Если профили ступени выполняются с углами $\alpha_1 = \beta_2$, то $c_1 = w_2$ и $w_1 = c_2$. Строим треугольники скоростей при $\beta_1 = \alpha_2 = 90^\circ$, т. е. при наименьшей потере с выходной скоростью. Получим совершенно одинаковые входной и выходной треугольники скоростей (рис. 58, б), в которых

$$\frac{u}{c_1} = \cos \alpha_1. \quad (84)$$

Для сравнения ступеней с $\rho = 0$ и $\rho = 0,5$ рассмотрим условную скорость c_a , эквивалентную располагаемому тепловому перепаду на ступень. Для активной ступени ($\rho = 0$)

$$\left. \begin{aligned} c_a = c_{1i} &= 91,5 \sqrt{h_0 + A \frac{c_0^2}{2g}} = 91,5 \sqrt{h_{0n}}; \\ c_1 &= \varphi c_a; \\ \frac{u}{c_a} &= 0,5\varphi \cos \alpha_1. \end{aligned} \right\} \quad (85)$$

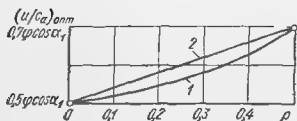


Рис. 59. Изменение значения $x_a = (u/c_a)_{\text{опт}}$ от степени реакции ρ

Для реактивной ступени ($\rho = 0,5$)

$$c_a = 91,5 \sqrt{h_{01} + A \frac{c_0^2}{2g} + h_{02}} = 91,5 \sqrt{h_{01}},$$

где $h_{02} = \frac{\rho h_{01}}{1 - \rho}$; $h_{01} = h_{02} - \frac{\rho h_{01}}{1 - \rho} = h_{01}(1 - \rho)$.

Скорость в выходном сечении сопла определяется по формуле

$$c_{1t} = 91,5 \sqrt{h_{01} + A \frac{c_0^2}{2g}} = 91,5 \sqrt{h_{01}} = 91,5 \sqrt{h_{01}(1 - \rho)} = c_a \sqrt{1 - \rho}.$$

Связь между скоростями c_1 и c_a будет получена

$$c_1 = \varphi c_{1t} = \varphi c_a \sqrt{1 - \rho}.$$

Подставив в это уравнение формулу (84), получим

$$\frac{u}{c_a} = \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho} \quad \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{0,5} \approx 0,71 \varphi \cos \alpha_1. \quad (86)$$

Отсюда следует, что оптимальная величина $u/c_a \cdot (0,5 \div 0,7) \varphi \cos \alpha_1$ при изменении степени реакции ρ от 0 до 0,5. На рис. 59 показан характер изменения оптимальной величины u/c_a , соответствующей осевому выходу потока ($\alpha_2 = 90^\circ$), а зависимости от степени реакции ρ (кривая 1). В первом приближении считаем зависимость $(u/c_a)_{\text{опт}}$ от ρ линейной (прямая 2). Найдем приближенную формулу

$$\left(\frac{u}{c_a}\right)_{\text{опт}} = 0,5 \varphi \cos \alpha_1 (1 + 0,8\rho).$$

Теперь проведем сравнение двух типов ступеней с $\rho = 0$ и $\rho = 0,5$ по величине экономично срабатываемого теплоперепада в них. Считаем, что углы α_1 в соплах обеих ступеней выполнены одинаковыми; тогда, приняв равными окружные скорости u , получим

$$\left(\frac{u}{c_a}\right)_{\text{реакт}} : \left(\frac{u}{c_a}\right)_{\text{акт}} = \frac{c_{a \text{ акт}}}{c_{a \text{ реакт}}} \approx \frac{0,71}{0,5} \approx 1,42$$

и соотношение теплоперепадов в ступенях

$$\frac{h_{0 \text{ акт}}}{h_{0 \text{ реакт}}} = \left(\frac{c_{a \text{ акт}}}{c_{a \text{ реакт}}}\right)^2 \approx 1,42^2 \approx 2.$$

При одинаковых окружных скоростях u (диаметрах d , частоте вращения n) в активной ступени теплоперепад будет в 2 раза больше, чем в реактивной. Практически, учитывая пологое протекание максимума к. п. д. $\eta_{0 \text{ реакт}}$ реактивной ступени, выбирают $u/c_a < 0,71 \varphi \cos \alpha_1$, и тогда разница между $h_{0 \text{ реакт}}$ и $h_{0 \text{ акт}}$ меньше.

К. п. д. $\eta_{ол}$ двухвенечной ступени. Относительный к. п. д. $\eta_{ол}$ лопаточного аппарата ступени Кертиса можно подсчитать, если взять отношение полученной по формуле (55) работы 1 кг газа к располагаемой энергии h_0 $A \frac{c_a^2}{2g}$:

$$\eta_{ол} = \frac{AL_{1u}}{h_0} = \frac{2u}{c_a^2} (c_{1u} - c_{2u} + c'_{1u} - c'_{2u}), \quad (87)$$

Как и для одновенечной ступени, получим работу 1 кг пара из энергетического баланса, вычитая из располагаемой энергии все потери в проточной части колеса Кертиса (см. рис. 38):

$$AL_{1u} = h_0 - (h_c + h_{л1} + h_n + h_{л2} + h_{в.с}).$$

Тогда к. п. д.

$$\begin{aligned} \eta_{ол} &= \frac{AL_{1u}}{h_0} = \frac{h_0 - (h_c + h_{л1} + h_n + h_{л2} + h_{в.с})}{h_0} = \\ &= 1 - \zeta_c - \zeta_{л1} - \zeta_n - \zeta_{л2} - \zeta_{в.с}. \end{aligned} \quad (88)$$

Преобразовав уравнение (87), можно получить зависимость к. п. д. $\eta_{ол}$ от углов, коэффициентов потерь и отношения u/c_1 . Взяв производную и приравняв ее нулю, получим значение u/c_1 , при котором к. п. д. $\eta_{ол}$ имеет максимальное значение (аналогично выводу формулы Банки для одновенечной активной ступени).

Задачу нахождения величины u/c_1 , при которой достигается максимальное значение к. п. д. $\eta_{ол}$, можно решить другим способом, примененным ранее для одновенечных ступеней с $\rho = 0$ и $\rho = 0,5$. Предполагаем, что в каналах рабочих лопаток первого и второго рядов и направляющих лопаток потери энергии отсутствуют, $\psi_{л1} = 1$, $\psi_n = 1$, $\psi_{л2} = 1$; тогда $w_2 = w_1$, $c'_1 = c_2$ и $w'_2 = w'_1$. Считаем, что углы входа и выхода потока равны, т. е. $\beta_2 = \beta_1$, $\alpha_2 = \alpha'_1$, $\beta'_2 = \beta'_1$. Строим треугольники скоростей, совмещая их (рис. 60) и имея в виду при этом, что угол $\alpha'_2 = 90^\circ$. Из прямоугольного треугольника получим

$$\cos \alpha_1 = \frac{4u}{c_1} \quad \text{или} \quad \frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{4}. \quad (89)$$

При экономическом режиме располагаемый теплоперепад h_0 , приходящийся на активную ступень, выбирают при отношении скоростей u/c_a , при которых к. п. д. $\eta_{ол}$ имеет наибольшее значение.

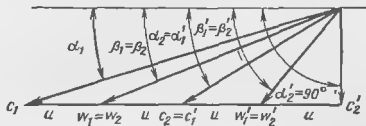


Рис. 60. Треугольники скоростей колеса Кертиса с симметричными лопатками при отсутствии потерь энергии

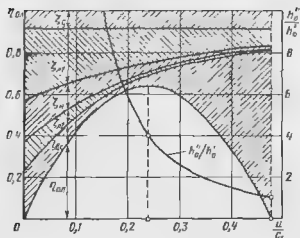


Рис. 61. Зависимость к. п. д. $\eta_{ол}$ от u/c_1 для активной двухвенечной ступени

Для одновенечной ступени $u/c_a \approx 0,5 \varphi \cos \alpha_1$; тогда

$$h_0^I = \frac{Ac_a^2}{2g} = \frac{u^2}{8380 \cdot 0,5^2 \varphi^2 \cos^2 \alpha_1} \quad (90)$$

Для двухвенечной ступени $u/c_a \approx 0,25 \varphi \cos \alpha_1$; тогда

$$h_0^{II} = \frac{Ac_a^2}{2g} = \frac{u^2}{8380 \cdot 0,25^2 \varphi^2 \cos^2 \alpha_1} \quad (91)$$

Поделив уравнение (91) на (90), получим

$$\frac{h_0^{II}}{h_0^I} = \left(\frac{0,5}{0,25} \right)^2 = 4, \quad (92)$$

где α_1 принят одинаковым для обоих типов ступеней.

Как следует из уравнения (92), располагаемый теплоперепад двухвенечной ступени в 4 раза больше, чем одновенечной, при одинаковых окружных скоростях u . По уравнениям (87), (88) строят зависимость $\eta_{ол}$ от u/c_1 , как было описано для одновенечной ступени.

На рис. 61 представлены кривые потерь энергии при различных значениях u/c_1 . При расчетном режиме наибольший к. п. д. будет у одновенечной ступени, так как теплоперепад в двухвенечной ступени h_0^{II} больше, а потери энергии в соплах возрастают пропорционально теплоперепаду; увеличиваются также потери в рабочих лопатках первого венца и добавляются потери в направляющих и рабочих лопатках второго венца.

На рис. 61 показана кривая изменения относительного располагаемого теплоперепада. Примем за единицу располагаемый теплоперепад активной одновенечной ступени h_0^I при наивыгоднейшем для нее значении $u/c_1 = 0,5 \cos \alpha_1$. При уменьшении u/c_1 теплоперепад двухвенечной ступени возрастает по сравнению с h_0^I одновенечной активной ступени. Например, при $u/c_1 \approx 0,15$ величина h_0^{II} в 10 раз больше, чем h_0^I , но к. п. д. $\eta_{ол} \approx 0,55$ невелик.

Отсюда следует, что если необходим большой теплоперепад при невысоком к. п. д. $\eta_{ол}$, то следует применить колесо Кертиса. Эта ступень широко используется в качестве регулирующей ступени в многоступенчатых турбинах при сопловом парораспределении.

Основным направлением развития энергетики является повышение начальных параметров для повышения термического к. п. д. цикла турбоустановки. Основными параметрами для паротурбинных установок являются $p_0 = 130 \div 240$ кгс/см², $t_0 = 540\text{—}565^\circ\text{C}$, $t_{\text{н.п.}} \leq 565^\circ\text{C}$, $p_k = 0,035$ кгс/см², при которых $h_p > 350$ ккал/кг.

По условиям прочности при высоких температурах в турбинах с $n = 3000$ об/мин выбирают диаметр дисков $d \leq 0,8 \div 1,2$ м, при окружной скорости $u = 120 : 185$ м/с. Например, при $d = 1$ м, $u = 157$ м/с получим для каждой из трех типов ступеней теплоперепад h_0 , равный 6, 12, 47 ккал/кг, т. е. выполнить одноступенчатую турбину с большим теплоперепадом нельзя.

Решение экономического преобразования тепловой энергии в механическую, найденное Парсонсом, связано с применением многоступенчатых турбин, представляющих собой соединение нескольких ступеней, в которых происходит последовательное расширение пара. Диски всех ступеней насажены на один вал. Развиваемая мощность в рабочих лопатках каждой ступени суммируется на валу, и через соединительную муфту передается на вал генератора, компрессора и т. д.

Из изложенного следует, что теория преобразования энергии в сопловых решетках и рабочих лопатках одно- и двухвечных ступеней применима к ступеням многоступенчатых турбин.

§ 8

ТЕПЛОВОЙ ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ ПАРА В ТУРБИНЕ

Построение h - s -диаграммы процесса. При тепловом расчете многоступенчатой турбины необходимо из условия наиболее выгодного значения u/c_1 или u/c_a выбрать теплоперепад на каждую ступень, а общий располагаемый теплоперепад на турбину разбить по ступеням. Тепловой процесс каждой ступени строят так, как это было описано ранее.

На рис. 62 показан суммарный процесс расширения пара в турбине. Потери энергии в каждой ступени представлены суммой потерь $\sum h$. Например, в регулируемой ступени отсутствуют потери от утечки пара через диафрагменное уплотнение; в области перегретого пара ступеней паровых турбин или во всех ступенях газовых турбин отсутствуют потери от влажности пара; в газовых турбинах отсутствуют потери в регулирующих органах и т. д.

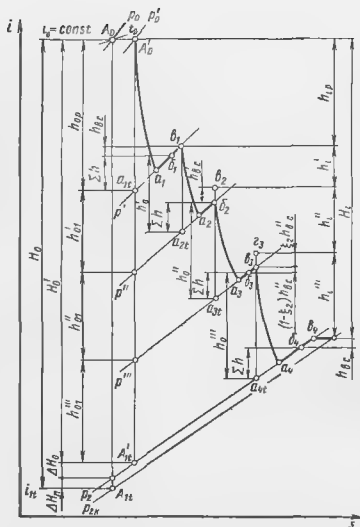


Рис. 62. Тепловой процесс расширения пара в четырехступенчатой турбине в i - s -диаграмме

В обобщенном тепловом процессе для упрощения не учтена степень реакции ступеней. Заданы начальные p_0 и t_0 (точка A_0) и конечный $p_{2к}$ параметры пара. Точка A_0 характеризует состояние пара перед стопорным клапаном турбины. Из точки A_0 опускаем вертикаль, соответствующую изобарному процессу расширения, до пересечения с изобарой $p_{2к}$ — линией, характеризующей давление в конденсаторе. Подсчитав потерю давления в выпускном патрубке турбины, находим давление p_2 за последней ступенью.

Величина ΔH_n определяет потерю тепло-

вой энергии 1 кг пара в выпускном патрубке.

С учетом потери давления в полностью открытых регулирующих органах (стопорном и регулирующих клапанах) определяем давление $p'_0 = (0,97 \div 0,95) p_0$. При $i_0 \text{ const}$ находим точку A'_0 , характеризующую состояние пара перед соплами первой ступени.

Из точки A'_0 опускаем вертикаль до пересечения с изобарой p_2 (точка A'_{1t}) и определяем по i - s -диаграмме потерю тепловой энергии 1 кг пара в регулирующих органах ΔH_0 . Располагаемый теплоперепад на проточную часть турбины $H'_0 = H_0 - \Delta H_n - \Delta H_0$. При расширении конечное состояние пара в ступени является начальным состоянием для следующей ступени. Считаем, что турбина выполнена с сопловым парораспределением и регулирующей первой ступенью.

При построении теплового процесса необходимо учесть, что располагаемый теплоперепад $h_{0\text{рег}}$ регулирующей ступени больше, чем перекаливаемость. С учетом потери энергии с выходной скоростью в камере за регулирующей ступенью получим точку b_1 , характеризующую состояние пара перед соплами первой нерегулируемой ступени.

Будем считать, что кинетическая энергия потока после первой нерегулируемой ступени $h_{в.с}$ полностью используется во второй, а после второй — частично в третьей $\xi_2 h_{в.с}$. За последней ступенью кинетическая энергия пара теряется в выпускном патрубке.

Состояние пара за рабочим колесом первой нерегулируемой ступени характеризуется точкой b_2 . Пар входит во вторую нерегулируемую ступень со скоростью c_2 , с которой он покинул рабочие лопатки первой ступени. В соплах второй ступени происходит расширение пара, при котором тепловая энергия 1 кг пара h'_0 преобразуется в кинетическую; скорость потока будет увеличиваться от скорости c_2 , а не от нуля. Таким образом, кинетическая энергия $h_{в.с}$ используется во второй нерегулируемой ступени, т. е. полная располагаемая энергия ступени $h'_{0п} = h'_0 + h_{в.с.пр}$. Полные параметры пара перед второй нерегулируемой ступенью характеризуются точкой v_2 , которую находят, откладывая от точки b_2 вверх значение теплоперепада $\frac{Ac_2^2_{пр}}{2g}$.

Состояние пара за второй нерегулируемой ступенью характеризовалось бы точкой b_3 , если бы кинетическая энергия за ступенью не терялась. По условию в третьей нерегулируемой ступени используется часть кинетической энергии $\xi_2 \left(\frac{Ac_2^2_{пр}}{2g} \right)$. Потери

кинетической энергии равны $(1 - \xi_2) \frac{Ac_2^2_{пр}}{2g}$, и параметры пара перед третьей нерегулируемой ступенью будут характеризовать точка b_3 , в которой энтальпия больше, чем в точке v_3 , на величину потерь. Полные параметры пара перед третьей нерегулируемой ступенью будут в точке v_3 , которую определяют по is -диаграмме, если отложить от точки v_3 вверх теплоперепад $\xi_2 h_{в.с}$.

Параметры за последней ступенью характеризуются точкой v_4 , потому что потеря энергии с выходной скоростью $h_{в.с}$ происходит в выпускном патрубке. Полезно использованная тепловая энергия 1 кг пара в турбине $H_i = h_{i.рег} + h'_i + h''_i + h'''_i$.

Коэффициент возврата теплоты. Действительный процесс расширения пара в многоступенчатой турбине состоит из отдельных процессов в ступенях, поэтому в is -диаграмме он представляет собой ломаную линию, а не адиабату. В результате потерь энергии в ступени повышается температура пара, вследствие чего увеличивается теплоперепад в последующей ступени: $h'_0 > h'_{01}$, $h''_0 > h''_{01}$, $h'''_0 > h'''_{01}$ (рис. 62). Располагаемый теплоперепад H'_0 на проточную часть турбины меньше суммы располагаемых теплоперепадов $\sum h'_0 = h'_0 + h''_0 + h'''_0 + \dots$ ступеней:

$$H'_0 < \sum h'_0.$$

Количество возвращенной теплоты $\Delta Q = \sum h'_0 - H'_0$ полезно используется в турбине, что является одним из преимуществ многоступенчатых турбин.

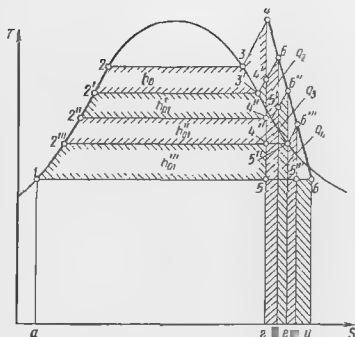


Рис. 63. Цикл с многоступенчатой активной турбиной в Ts -диаграмме

Наглядное представление о возврате теплоты в многоступенчатых турбинах можно получить, если рассмотреть цикл в Ts -диаграмме (рис. 63). Располагаемый теплорепад H'_0 турбины эквивалентен площади замкнутого цикла 123451 и равен сумме теплорепадов отдельных ступеней, взятых на основной изоэнтропе 4—5.

$$H_0 = h_0 + h'_{01} + h''_{01} + h'''_{01} + \dots,$$

где $h_0 = S_{2344'3'2'}$; $h'_{01} = S_{2'3'4'4''2'}$; $h''_{01} = S_{2''4''4'''2''}$; $h'''_{01} = S_{2'''4'''5'1}$.

Линия действия процесса 4—6 принята прямой для упрощения. Потери энергии в первой ступени (разность энтальпий в точках 6' и 4') равны площади $S_{4'6'д}$, во второй, третьей и четвертой ступенях — соответственно площадям $S_{д5'6''е}$, $S_{е5''6'''ж}$, $S_{ж5'''6и}$. Потери энергии в турбине (разность энтальпий в точках 6 и 5) равны площади $S_{56и}$. Из диаграммы видно, что сумма потерь в отдельных ступенях больше потери в турбине.

Таким образом, часть кинетической энергии за счет потерь преобразуется в теплоту, при этом теплосодержание перед последующими ступенями увеличивается и частично в них используется. Теплорепад каждой ступени возрастает:

$$h'_0 = h'_{01} + q_2 = h'_{01} + S_{4'6'5'4''};$$

$$h''_0 = h''_{01} + q_3 = h''_{01} + S_{4''6''5''4'''};$$

$$h'''_0 = h'''_{01} + q_4 = h'''_{01} + S_{4'''6'''5'''5'}$$

Возвращенной теплоте в турбине ΔQ соответствует на Ts -диаграмме площадь $S_{4'6'5'6''5''5'''5'}$.

При бесконечно большом количестве ступеней в турбине количество возвращенной теплоты ΔQ_∞ в Ts -диаграмме будет равно площади 465.

Отношение $\alpha = \frac{\Delta Q}{H'_0} = \frac{\Sigma h'_0 - H'_0}{H'_0}$ называется коэффициентом возврата теплоты и определяет относительное увеличение располагаемого теплореппада за счет возвращенной теплоты. С учетом α

$$\Sigma h'_0 = (1 + \alpha) H'_0. \quad (93)$$

При расчете турбин обычно принимают $\alpha = 0,03 \div 0,08$ или чаще $\alpha = 0,04 \div 0,06$. Коэффициент возврата теплоты может быть также подсчитан по приближенной формуле

$$\alpha = k(1 - \eta_{oi}) \frac{H'_0}{100} \frac{z-1}{z},$$

где k — коэффициент, который принимается для турбин или группы ступеней, работающих в области перегретого пара или газа, равным 0,2, влажного пара 0,12, перегретого, а затем влажного пара 0,14 ÷ 0,18; η_{oi} — внутренний относительный к. п. д. турбины; z — число ступеней в турбине.

Использованный теплоперепад в любой ступени

$$h_i = h_0 \eta_{oi \text{ ст}}$$

и в турбине

$$H_i = \sum h_i = \sum h_0 \eta_{oi \text{ ст}} = \sum (h_{oi} + q) \eta_{oi \text{ ст}}. \quad (94)$$

Если считать, что внутренний относительный к. п. д. $\eta_{oi \text{ ст}}$ одинаков для всех ступеней, формула (94) примет вид

$$H_i = \eta_{oi \text{ ст}} \sum h_{oi} + q = \eta_{oi \text{ ст}} (H'_0 + \Delta Q). \quad (95)$$

С другой стороны,

$$H_i = H'_0 \eta_{oi}. \quad (96)$$

Приравнивая правые части уравнений (95) и (96), получим

$$\eta_{oi} = \eta_{oi \text{ ст}} \left(1 + \frac{\Delta Q}{H'_0} \right) = \eta_{oi \text{ ст}} (1 + \alpha).$$

Относительный внутренний к. п. д. η_{oi} турбины больше среднего значения к. п. д. $\eta_{oi \text{ ст}}$ отдельных ее ступеней. Коэффициент возврата теплоты возрастает с увеличением количества ступеней, повышением теплоперепада в турбине, а также с увеличением потерь энергии (ухудшением к. п. д.) Если два первых фактора являются действительно положительными факторами увеличения α , то в последнем случае при ухудшении к. п. д. лишь малая часть потерянной теплоты возвращается в турбину.

Характеристический коэффициент (коэффициент Парсонса). Основной экономической характеристикой ступени является отношение скоростей u/c_1 или u/c_a . В многоступенчатой турбине ступени могут быть выполнены с различными значениями u/c_1 . Для сравнения многоступенчатых турбин без детального расчета и анализа конструкции Парсонсом предложен характеристический коэффициент. Располагаемый теплоперепад ступени без учета потери с выходной скоростью

$$h'_0 = \frac{Ac_a^2}{2g} = \frac{Au^2}{2gx_a^2},$$

откуда

$$x_a^2 h'_0 = \frac{Au^2}{2g}.$$

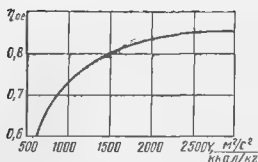


Рис. 64. Зависимость к. п. д. η_{0e} многоступенчатой турбины от характеристического коэффициента Y

или

$$Y = \frac{2g}{A} (1 + \alpha) x_a^2 = \frac{\Sigma u^2}{H'_0},$$

где Y — характеристический коэффициент.

Зависимость относительного эффективного к. п. д. η_{0e} турбины от коэффициента Парсонса Y приведена на рис. 64.

Коэффициент Парсонса увеличивается с ростом Σu^2 (количества ступеней, диаметров d и частоты вращения ротора n). Частота вращения стационарных турбин, служащих для привода генератора переменного тока, определяется принятой частотой электросети, т. е. $n = 3000$, или 1500 об/мин. Мощные турбины работают с $n = 3000$ об/мин, турбины для атомных электростанций спроектированы для работы с $n = 1500$ об/мин.

Первые ступени турбин выполняют с $d = 0,8 \div 1,0$ м для получения плавной проточной части и приемлемых по условиям прочности диаметров последних ступеней $d_2 = 2 \div 2,5$ м. Таким образом, из-за диаметра ступеней и частоты вращения нельзя значительно увеличить коэффициент Парсонса.

Количество ступеней можно выбирать в зависимости от мощности турбины в широком интервале. При этом необходимо учитывать затраты на производство турбин, экономичность и надежность их в эксплуатации. Для мощных турбин преобладающими факторами являются экономичность и надежность в эксплуатации, поэтому такие турбины строят с наибольшим к. п. д. Выбор количества ступеней в этих турбинах определяется также наименьшим количеством цилиндров, опор и т. д. В турбинах мощностью $2,5\text{—}25$ МВт при выборе числа ступеней преобладающим фактором являются затраты на их производство, которые снижаются с применением унифицированных деталей и узлов. Поэтому коэффициент Парсонса, а следовательно и количество ступеней в турбинах мощностью $2,5\text{—}25$ МВт, выбирают также наиболее выгодным.

Турбины малых мощностей (до $2,5$ МВт) работают с $n = 6000 \div 10\,000$ об/мин при $d \approx 0,5$ м для первых и средних ступеней. Количество ступеней в них уменьшают за счет увеличения n и уменьшения u/c_1 . Применяя в этих турбинах унифицированные

Для многоступенчатой турбины, суммируя левые и правые части уравнения и считая $x_a = u'_c/c_a$ для всех ступеней, запишем

$$x_a^2 \Sigma h'_0 - \frac{A}{2g} \Sigma u^2. \quad (97)$$

Подставляя в равенство (97) формулу (93), получим

$$x_a^2 \frac{2g}{A} = \frac{\Sigma u^2}{\Sigma h'_0} = \frac{\Sigma u^2}{(1 + \alpha) H'_0}$$

детали и узлы, в конечном итоге получают достаточно дешевые машины с приемлемым коэффициентом Парсонса, а следовательно, и η_{oc} . Их недостатком является необходимость применения зубчатого редуктора для снижения частоты вращения.

Коэффициенты полезного действия. Относительный внутренний к. п. д. турбины

$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{AL_i}{AL_0},$$

где H_i и H_0 — соответственно использованный и располагаемый теплоперепады в турбине.

Внутренняя мощность турбины

$$N_i = N_0 \eta_{oi} = \frac{DH_0}{860} \eta_{oi} = \frac{DH_i}{860}$$

или

$$N_i = \frac{427GH_i}{102},$$

где D — в кг/ч; G — в кг/с; H_i — в ккал/кг; N_i — в кВт.

Действительная или эффективная мощность N_e на валу турбины

$$N_e = N_i - N_m,$$

где N_m — мощность, затраченная на преодоление механического сопротивления.

Механическим к. п. д. турбины η_m называется отношение эффективной N_e мощности к внутренней N_i :

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}.$$

Относительным эффективным к. п. д. η_{oe} турбины называется отношение действительной (эффективной) мощности N_e к мощности N_0 идеальной турбины:

$$\eta_{oe} = \frac{N_e}{N_0} = \frac{N_i}{N_0} \eta_m = \eta_{oi} \eta_m.$$

Эффективная мощность на муфте турбины

$$N_e = N_0 \eta_{oe} = N_0 \eta_{oi} \eta_m = \frac{DH_0}{860} \eta_{oi} \eta_m.$$

Электрическая мощность N_s на зажимах генератора меньше эффективной мощности N_e на муфте на величину N_r , потерянную в генераторе, т. е. $N_s = N_e - N_r$.

К. п. д. η_r электрического генератора — отношение мощности N_s на зажимах генератора к эффективной N_e на муфте, соединяющей валы турбины и генератора:

$$\eta_r = \frac{N_s}{N_e}.$$

Относительным электрическим к. п. д. $\eta_{оэ}$ турбогенератора называется отношение электрической мощности N_e к мощности N_0 идеальной турбины:

$$\eta_{оэ} = \frac{N_e}{N_0} = \frac{N_e}{N_0} \eta_{\Gamma} = \eta_{оэ} \eta_{\Gamma} = \eta_{оэ} \eta_m \eta_{\Gamma}.$$

Электрическая мощность на зажимах генератора

$$N_e = N_0 \eta_{оэ} = N_0 \eta_{оэ} \eta_{\Gamma} = N_0 \eta_{оэ} \eta_m \eta_{\Gamma} = \frac{DH_0}{860} \eta_{оэ} \eta_m \eta_{\Gamma}.$$

К. п. д., характеризующие экономичность работы турбоустановки, называются действительными к. п. д. (η_i , η_e , $\eta_{э}$) и представляют собой отношение использованной энергии пара в определенном месте турбины к теплоте, сообщенной рабочему телу в парогенераторе. Действительный процесс расширения пара в турбине (см. рис. 63) изображается кривой 4—6. Площадь 65аи равна по величине дополнительной теплоте 1 кг пара, отданной в конденсаторе, так как за счет потерь энергии в турбине тепло-содержание в точке 6 (i_k) больше, чем в точке 5 ($i'_{к1}$) (см. рис. 6). Теплота, отданная 1 кг пара охлаждающей воде в конденсаторе в действительном цикле,

$$q_2 + \Delta q_2 = S_{51аг} + S_{65гн} = S_{61аи} = i_k - i'_k.$$

Теплота, полученная в парогенераторе, как и в идеальном цикле,

$$q_1 = S_{а1234г} = i_0 - i'_k.$$

Работа, развиваемая паром внутри турбины, уменьшается на величину потерь

$$(q_1 - q_2) - \Delta q_2 = S_{1234б} - S_{65гн} = i_0 - i_k = H_1.$$

Тогда абсолютный внутренний к. п. д. η_i равен отношению теплоты 1 кг пара, преобразованной в работу внутри турбины, к теплоте, сообщенной рабочему телу в парогенераторе:

$$\eta_i = \frac{AL_i}{q_1} = \frac{(q_1 - q_2) - \Delta q_2}{q_1} = \frac{H_1}{i_0 - i'_k}. \quad (98)$$

Умножив и разделив это выражение на H_0 , получим

$$\eta_i = \frac{H_0}{i_0 - i'_k} \frac{H_1}{H_0} = \eta_i \eta_{оі}.$$

Абсолютный внутренний к. п. д. η_i турбоустановки отличается от относительного к. п. д. $\eta_{оі}$ турбины на величину термического к. п. д. η_t идеального цикла Ренкина, учитывающего основную потерю теплоты в цикле, составляющую 510—530 ккал/кг при конденсации 1 кг пара в конденсаторе.

Аналогично абсолютный эффективный к. п. д. турбоустановки

$$\eta_e = \eta_t \eta_{оэ} = \eta_t \eta_{оі} \eta_m.$$

К. п. д. турбины и теплосиловой установки

К. п. д.	Относительный к. п. д.	Абсолютный к. п. д.
Идеальный	1	$\eta_t = \frac{H_0}{i_0 - i'_k}$ (термический к. п. д.)
Внутренний	$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_0}$	$\eta_i = \frac{H_i}{i_0 - i'_k} = \eta_t \eta_{oi}$
Эффективный	$\eta_{oe} = \eta_{oi} \eta_m$	$\eta_e = \eta_t \eta_{oe} = \eta_t \eta_{oi} \eta_m$
Электрический	$\eta_{oэ} = \eta_{oi} \eta_m \eta_r$	$\eta_s = \eta_t \eta_{oэ} = \eta_t \eta_{oi} \eta_m \eta_r$

абсолютный электрический к. п. д. турбоустановки

$$\eta_s = \eta_t \eta_{oэ} = \eta_t \eta_{oe} \eta_r = \eta_t \eta_{oi} \eta_m \eta_r$$

Полученные выражения для определения к. п. д. удобно свести в табл. 6.

Кроме к. п. д., экономическими характеристиками являются удельные расходы пара d_s и теплоты q_s . Для конденсационных турбин

$$d_s = \frac{D}{N_s} = \frac{860}{H_0 \eta_{oэ}}.$$

Для оценки экономичности теплосиловой установки

$$q_s = d_s (i_0 - i'_k) = \frac{860}{H_0 \eta_{oэ}} (i_0 - i'_k) = \frac{860}{\eta_t \eta_{oэ}} = \frac{860}{\eta_s}.$$

Из рассмотренного следует, что повысить экономичность теплосиловой установки можно повышением: 1) относительных к. п. д. (уменьшением потерь энергии за счет усовершенствования лопаточного аппарата и конструкции турбины); 2) термического к. п. д. η_t идеального цикла Ренкина (повышением начальных параметров пара и понижением конечного давления, введением промежуточного перегрева пара и регенеративного подогрева питательной воды).

§ 9

ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ

При эксплуатации турбины мощность ее может меняться. Номинальной N_n мощностью называется наибольшая мощность, которую турбина должна развивать неограниченное время не только при всех номинальных, но и при сниженных параметрах свежего

пара и повышенном давлении отработанного. Эта мощность фиксируется как мощность агрегата электростанции.

Экономической $N_{\text{эк}}$ мощностью называется мощность, при которой турбина работает с наибольшим к. п. д., а следовательно, с наименьшим удельным расходом пара. Все ступени турбины при данном режиме рассчитываются на оптимальное отношение скоростей $x_a = u/c_a$. Часто принимается $N_{\text{эк}} = (0,8 \div 1,0) N_n$.

Для турбин повышенных начальных параметров пара и мощностей, которые работают с наибольшими нагрузками, в последнее время выбирают $N_{\text{эк}} = (0,9 \div 1,0) N_n$. Но при этом даже небольшое снижение начальных параметров или повышение давления в конденсаторе сопровождается понижением мощности турбины. Одновременно с этим должна быть предусмотрена возможность повышения мощности турбины сверх номинальной при углублении вакуума в зимнее время.

При сопловом парораспределении в качестве регулирующей ступени применяют одновенечную или двухвенечную ступень (см. рис. 42), каждая из которых имеет свои положительные и отрицательные стороны, поэтому при выборе ступени необходимо сопоставить экономичность этих ступеней при экономическом и переменных режимах.

При нерасчетных режимах теплоперепад на регулирующую ступень меняется в большом интервале, а следовательно, меняется отношение u/c_a , характеризующее экономичность ступени. При уменьшении расхода пара через турбину тепловой перепад на последней ступени уменьшается, а на регулирующей возрастает. Наибольший перепад на регулирующую ступень устанавливается при работе одного полностью открытого клапана.

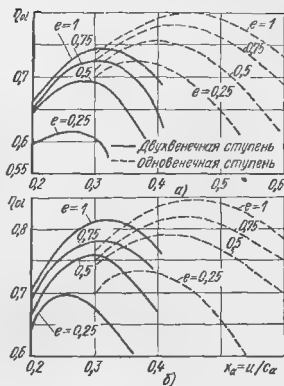
При увеличении расхода пара теплоперепад перераспределяется в обратном порядке. В промежуточных нерегулируемых ступенях теплоперепад при изменении режимов почти не меняется, поэтому к. п. д. этих ступеней постоянен. К. п. д. η_{oi} турбины с сопловым парораспределением при переменных режимах уменьшается в основном за счет дросселирования пара в частично открытом клапане и изменения к. п. д. η_{oi} регулирующей и последней ступеней.

Одинаковое приращение теплоперепада в одновенечной и двухвенечной регулирующей ступенях с уменьшением расхода пара через турбину при переменных режимах вызовет тем большее приращение скорости c_1 , изменение величины отношения u/c_a и к. п. д. η_{oi} , чем меньше теплоперепад h_u на расчетном режиме. Отсюда следует, что при переменных режимах к. п. д. η_{oi} более постоянен в двухвенечной ступени с большим теплоперепадом на расчетном режиме (с меньшим u/c_a).

Большой теплоперепад, срабатываемый в двухвенечной ступени, дает возможность снизить давление и температуру пара за соплами регулирующей ступени и тем самым применить для изготовления элементов ротора и статора турбины более дешевые

Рис. 65. Кривые зависимости относительного внутреннего к. п. д. η_{oi} для двухвечных и одновечных ступеней скорости от отношения u/c_a при различных степенях парциальности e и $d = 800$ мм:

а — $l_1 = 15$ мм; б — $l_1 = 25$ мм



марки сталей. Кроме того, это дает возможность уменьшить количество нерегулируемых ступеней и уменьшить утечки пара через переднее концевое уплотнение.

Применение двухвечной ступени в качестве регулирующей в турбинах с начальными параметрами пара $p_0 = 35$ кгс/см², $t_0 = 435^\circ\text{C}$ объясняется в основном понижением числа ступеней в турбине, что удешевляет ее изготовление, уменьшением утечки пара через переднее концевое уплотнение и получением более устойчивого к. п. д. при переменных режимах работы.

Относительно стабильная нагрузка при эксплуатации мощных турбин с начальными параметрами пара $p_0 = 130 \div 240$ кгс/см², $t_0 = 565^\circ\text{C}$ привела к замене двухвечной регулирующей ступени одновечной. При применении одновечной регулирующей ступени с умеренными скоростями пара увеличивается высота сопла.

Использование сопловых и рабочих лопаток с профилями, форма которых получена при аэродинамических исследованиях, приводит к повышению к. п. д. регулирующей ступени, но при этом увеличивается количество нерегулируемых ступеней в турбине. Для одновечных регулирующих ступеней при среднем их диаметре $d = 1,0 \div 1,2$ м величина оптимального теплоперепада при расчетном режиме $h_0 = 18 \div 30$ ккал/кг. В данном случае средний диаметр регулирующей ступени выбирают большим, чем в первых нерегулируемых ступенях ($d = 0,8 \div 0,9$ м), для того, чтобы увеличить скорость u , а значит при оптимальном u/c_a значения c_a и h_0 и получить более постоянный к. п. д. при небольших отклонениях нагрузки от расчетной.

В двухвечных регулирующих ступенях при среднем диаметре $d = 0,8 \div 1,2$ м и частоте вращения $n = 3000$ об/мин оптимальный теплоперепад находится в пределах $h_0 = 35 \div 100$ ккал/кг. При этом меньшие значения теплоперепадов для двухвечных ступеней ($h_0 = 35 \div 60$ ккал/кг) выбирают для турбин с противодавлением и крупных конденсационных турбин, а большие теплоперепады ($h_0 = 60 \div 100$ ккал/кг) — для конденсационных турбин небольшой мощности.

Относительный внутренний к. п. д. регулирующей ступени зависит в основном от отношения u/c_a , высоты лопаток, степени парциальности, а также, как показали исследования, от отношения p_2/p_0 .

На рис. 65, а, б приведены обобщенные кривые относительного внутреннего к. п. д. двухвенечной и одновенечной активной ступени в зависимости от отношения u/c_a для разных степеней парциальности ($0,25 \leq e \leq 1,0$). Кривые получены на основании исследований модельных двухвенечных и одновенечных колес скорости, а также на основании опытов, проведенных с плоскими и кольцевыми решетками в статических установках. Графики (рис. 65) построены при одинаковом угле α_1 , отношении давлений p_2/p_0 , равном для двухвенечной ступени 0,5 и для одновенечной 0,7. Приведенные графики могут быть рекомендованы для приближенной оценки оптимального отношения u/c_a .

Нерегулируемые ступени конденсационных турбин условно разделяют на ступени высокого давления, работающие в области малых объемных расходов пара, промежуточные, в которых объемные расходы пара достаточно велики, ступени низкого давления, работающие при давлении ниже атмосферного с большим удельным объемом пара.

Конструкция проточной части турбины зависит в основном от изменения удельного объема пара при расширении его в ступенях. Высота сопл первой ступени

$$l_1 = \frac{Gv_{1t}}{\pi d_1 \mu_{1t} c_{1t} \sin \alpha_1}, \quad (99)$$

где $e = 1$.

Высота сопл последней ступени

$$l_{1z} = \frac{G_K v_{1tz}}{\pi d_{1z} \mu_{1z} c_{1tz} \sin \alpha_{1z}}. \quad (100)$$

Из анализа величин, входящих в уравнения, следует, что $G_K = (0,75 \div 0,7) G$, так как суммарный отбор пара на регенеративный подогрев питательной воды составляет 25—30%, $d_{1z} \approx (2 \div 2,5) d_1$, $c_{1tz} \approx 2c_{1t}$, $\alpha_{1z} \approx 2\alpha_1$, $v_{1tz} = (1000 \div 2500) v_{1t}$.

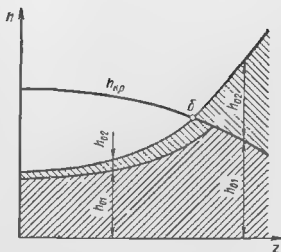
Пример. 1. В турбинах с параметрами пара $p_0 = 90$ кгс/см², $t_0 = 500^\circ \text{C}$, $p_K = 0,035$ кгс/см² при $x = 0,9$ удельный объем пара изменяется от $v_0 = 0,376$ м³/кг до $v_K = 36,2$ м³/кг, т. е. увеличивается в 960 раз.

2. В турбинах с параметрами пара $p_0 = 240$ кгс/см², $t_0 = 580^\circ \text{C}$, $p_K = 0,035$ кгс/см² при $x = 0,9$ удельный объем пара изменяется от $v_0 = 0,0145$ м³/кг до $v_K = 36,2$ м³/кг, т. е. увеличивается в 2500 раз.

Из сравнения формул (99) и (100) следует, что при переходе от ступени к ступени увеличение высоты сопл в основном зависит от повышения удельного объема пара, а величины G , d_1 , c_{1t} , α_1 влияют на снижение высоты сопл незначительно. Такой же вывод можно сделать и для рабочих лопаток.

При конструировании первых ступеней, работающих в области пара с малыми удельными объемами, необходимо получить вели-

Рис. 66. Кривые изменений теплоперепадов в соплах и рабочих лопатках по ступеням конденсационной турбины



чины $l \geq 10 \div 15$ мм и $e \geq 0,2$. В уравнении (99) изменение величин d_1 , c_{11} , α_1 влияет на высоту сопла и степень парциальности e .

Углы α_1 принимают наименьшим: $\alpha_1 - 11 \div 14^\circ$ для активных ступеней и $\alpha_1 - 14 \div 25^\circ$ для реактивных. Для получения высокого к. п. д. η_{01} необходимо принимать отношение скоростей $x_a = u/c_a = 0,42 \div 0,53$.

Для турбины с $n = 3000$ об/мин любых мощностей для первых ступеней принимают $d = 800 \div 950$ мм. В турбинах малых мощностей, где объемные расходы $V = Gv$ малы, в первых ступенях применяют парциальный подвод пара к рабочим лопаткам ($e < 1$).

Конструирование средних ступеней не вызывает затруднений, потому что объемные расходы пара достаточно велики и на потерях в соплах и каналах рабочих лопаток высота лопаточного аппарата уже мало сказывается. В то же время значения высоты рабочих лопаток и диаметров дисков таковы, что их механическая прочность может быть достигнута относительно легко. Следует иметь в виду, что рабочие лопатки с $\theta = d/l_2 \leq 10$ выполняют с переменным по высоте профилем.

Для выбора степени реакции ступеней построим кривую изменений критических перепадов по ступеням (рис. 66) по уравнению

$$h_{кр} = A \frac{k}{k-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_{кр}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (101)$$

В области перегретого и насыщенного пара величина критического перепада зависит от температуры T_1 . При переходе из области перегретого пара к насыщенному изменяются k и e_* . Располагаемые теплоперепады $h_0 = h_{01} + h_{02}$ в первых и средних ступенях меньше, чем критические. Это объясняется тем, что диаметры ступеней d , а значит скорости u и $c_a = u/x_a$ также малы. Теплоперепад $h_0 = c_a^2/8380$. Таким образом, первые и средние ступени работают в области докритического расширения пара.

Для первых ступеней применяют $r = 8 \div 10\%$, затем постепенно увеличивают до $r = 30 \div 40\%$ в последних ступенях цилиндра низкого давления (ЦНД), а в последних ступенях мощных конденсационных турбин по среднему диаметру $r = 50 \div 60\%$.

Ступени с небольшой степенью реакции имеют профиль рабочих лопаток активного типа. Применение рабочих лопаток со степенью реакции позволяет выполнить одинаковыми входную и

выходную высоты рабочих лопаток и установить прямые ленточные бандажы (при небольших перекрышах), значительно снизить потери, что повышает к. п. д. и упрощает конструкцию.

Степень реакции по среднему диаметру в первых и средних ступенях при $d/l_2 > 10 \div 12$ с неизменным профилем сопловых и рабочих решеток выбирают с таким расчетом, чтобы в корневом сечении имелаcь небольшая положительная (или нулевая) степень реакции, которую определяют по формуле $\rho = 1 - (1 - \rho_k) \times (r_k/r)^2$, где ρ и ρ_k — степени реакции соответственно на среднем r и корневом r_k радиусах; $\rho_k = 0,05$ задаются.

Повышенная степень реакции у периферии рабочих лопаток связана с большой перегреткой пара через зазоры сверху бандаж, поэтому в мощных турбинах устанавливают бандажные уплотнения. Кроме того, при этом возрастает перепад давлений по обе стороны диска (особенно в области высокого давления пара), воспринимаемый упорным подшипником. В конденсационных турбинах, изменяя постепенно степень реакции и отношение $x_a = u/c_a$ при $x_1 = u/c_1 = \text{const}$, можно почти половину проточной части заполнить с одинаковыми профилями направляющих и рабочих лопаток, сохраняя углы $\alpha_1 = 10 \div 16^\circ$ и β_2 постоянными.

При расширении пара в ступенях критические перепады уменьшаются. Вместе с тем располагаемые теплоперепады по ступеням повышаются, так как по мере расширения пара увеличиваются диаметры ступеней, окружные скорости и скорости c_1 . Как правило, кривые критических и располагаемых теплоперепадов пересекаются (точка б, рис. 66). В ступенях низкого давления располагаемые теплоперепады больше критических.

Если в ступенях низкого давления применить лопатки активного типа, то необходимо обеспечить расширение пара в косом срезе суживающихся сопл или использовать расширяющиеся сопла. Расширяющиеся сопла сложны в изготовлении и при нерасчетном режиме (например, при пониженном вакууме в летнее время) возникают дополнительные потери из-за скачков уплотнений в потоке в расширяющейся части сопловой решетки. Поэтому в ступенях низкого давления теплоперепад распределяют так, что на сопла приходится критический теплоперепад $h_{01} = h_{кр}$ (рис. 66).

Нерегулируемые ступени $\theta = d/l_2 \leq 10$ выполняют с переменным профилем по высоте лопаток. В корневом сечении минимальная степень реакции $\rho_k = 0,05$. При этом часто сверхзвуковая скорость в сопловой решетке наблюдается в корневом сечении, а у вершины она обычно возникает при относительном движении на выходе из рабочей решетки.

В последних ступенях мощных турбин при больших объемных расходах пара $V = G_k v$ необходимы значительные проходные сечения.

При заданных начальных и конечных параметрах пара подсчитывают наибольшую мощность, на которую может быть построена

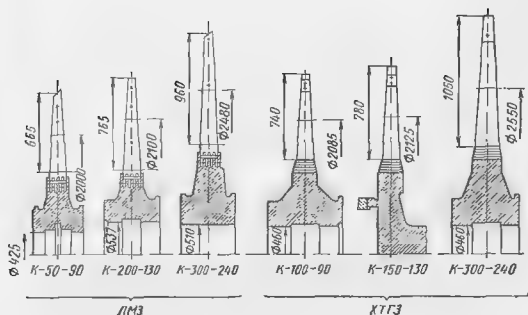


Рис. 67. Колеса последних ступеней мощных конденсационных паровых турбин

однотопочная турбина:

$$N_i = \frac{m D_K H_0}{860} \eta_{oi} = \frac{427 m G_K H_0}{102} \eta_{oi},$$

где $m = 1,1 \div 1,2$ — коэффициент, учитывающий количество энергии, вырабатываемой потоками пара, отбираемыми на регенерацию.

По уравнению неразрывности для осевой площади выхода потока пара из ступени определяют расход пара

$$G_K = \frac{F_2 c_{2a}}{v_2} = \frac{\pi d_2^2 c_{2a}}{4 v_2},$$

где $c_{2a} = 200 \div 245$ или 280 м/с при $h_{в.с} = 5 \div 7$ или 10 ккал/кг.

Увеличение площади выходного сечения рабочих лопаток последней ступени ограничивается напряжениями от центробежных сил, действующих на лопатки:

$$C = mr\omega^2 = mr \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2.$$

В турбинах рабочим лопаткам последних ступеней придают форму, близкую к телу равного сопротивления, делают их с переменным профилем по высоте. На рис. 67 показаны лопатки последних ступеней турбин ХТГЗ и ЛМЗ. Минимальный запас прочности для этих лопаток $K = 1,52 \div 1,6$ (см. табл. 7). Такой запас, как показала эксплуатация турбин, вполне достаточен.

Совершенство конструкции лопаток в отношении прочности характеризует критерий $q = \sigma/\sigma_n$, показывающий, во сколько раз в лопатке переменного профиля суммарные напряжения σ_n меньше по сравнению с напряжениями σ в лопатке постоянного сечения той же длины.

Таблица 7

Характеристика рабочих лопаток последних ступеней турбин ХТГЗ и ЛМЗ

Параметры	ХТГЗ			ЛМЗ		
	К-100-90	К-150-130	К-300-240	К-100-90	К-200-130	К-300-240
Длина рабочей части лопатки l_2 , мм	740	780	1050	665	765	960
Средний диаметр ступени d , м	2,085	2,125	2,55	2	2,1	2,48
Отношение d/l_2	2,82	2,72	2,43	3	2,75	2,58
Торцовая площадь выпуска F , м ²	4,85	5,21	8,41	4,18	5,04	7,48
Максимальные суммарные напряжения σ , кгс/см ²	2890	2630	4320	2300	3280	4300
Напряжения в лопатке постоянного сечения σ_n , кгс/см ²	6090	6540	10 550	5250	6340	9400
Сталь	12X13	12X13	15X12ВНМФ	20X13	20X13	15X11МФ
Предел текучести материала σ_T , кгс/см ²	4500	4500	7000	5000	5000	7000
Запас прочности $K = \sigma_T/\sigma$	1,56	1,71	1,62	2,17	1,52	1,63
Отношение $q = \sigma/\sigma_n$	2,1	2,48	2,45	2,28	1,93	2,18
Мощность одного выпуска N , МВт	77	83	134	67	80	119

* Мощность одного выпуска подсчитана для параметров $p_0 = 240$ кгс/см², $t_0 = 580^\circ \text{C}$, $t_{\text{п.п.}} = 565^\circ \text{C}$, $p_k = 0,035$ кгс/см² и $h_{\text{в.с.}} = 10$ ккал/кг.

При получении удовлетворительных аэродинамических характеристик ступени величина $q \leq 2,5$.

Из табл. 6 следует, что при максимальных высотах лопаток последних ступеней $l_2 = 960 \div 1050$ мм, параметрах $p_0 = 240$ кгс/см², $t_0 = 565 \div 580^\circ \text{C}$ и $p_k = 0,035$ кгс/см² можно построить однопоточную турбину мощностью $N = 120 \div 134$ МВт.

Увеличить мощность можно, разделив потоки в ЦНД (рис. 68).

Ниже приведено количество потоков в ЦНД различных турбин с параметрами $p_0 = 240$ кгс/см², $t_0 = 565^\circ \text{C}$, $p_k = 0,035$ кгс/см²:

К-300-240	3
К-500-240	4
К-800-240	6—8

В отечественном турбостроении широко применяют схему, показанную на рис. 68, б, реже — схему, данную на рис. 68, а. В турбинах мощностью 50, 100, 200 МВт (ЛМЗ) применяли двухъярусную предпоследнюю ступень (рис. 68, в). Эта ступень увеличивала площадь выпуска в 1,5 раза. В верхнем ярусе срабатывается теплоперепад двух ступеней, а в нижнем — так же, как в обычных ступенях. Верхний ярус работает в области сверхкритических скоростей, что вызывает дополнительные потери, особенно при переменных режимах работы. Кроме того, стесненность пото-

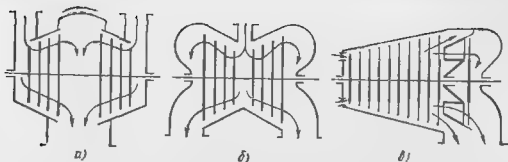


Рис. 68. Схемы потоков пара в ЦНД мощных конденсационных турбин

ков приводит к повышенным потерям в отводящих каналах выпускного патрубка, поэтому в турбинах ЛМЗ последних выпусков эту ступень не применяют.

С ростом мощности увеличивается число цилиндров низкого давления (ЦНД) и опорных подшипников в турбине.

Площадь выпуска одного потока можно увеличить:

1) применением для рабочих лопаток титановых сплавов небольшой плотности;

2) изготовлением тихоходных турбин с $n = 1500$ об/мин.

В настоящее время первый метод применялся на ЛМЗ при создании турбины мощностью 1200 МВт, а второй — на ХТГЗ при создании турбины мощностью 500 МВт для атомных электростанций.

§ 10

ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

Тепловой расчет турбины проводят в два этапа: предварительный (ориентировочный), а затем подробный. Задачами предварительного расчета являются: определение размеров первой регулирующей ступени при сопловом парораспределении; определение размеров второй и последней нерегулируемых ступеней; распределение располагаемого теплоперепада на турбину по ступеням (определение количества нерегулируемых ступеней).

При этом задают следующие параметры: начальное давление пара перед стопорным клапаном турбины p_0 ; начальную температуру пара перед турбиной t_0 ; температуру промежуточного перегрева пара $t_{п.п}$; давление пара в конденсаторе p_k ; частоту вращения ротора n ; номинальную электрическую мощность турбоагрегата N_n .

Определение ориентировочного расхода пара. Расход пара подсчитываем по формуле

$$D = mD_k = \frac{860N_{эк}}{H'_0 \eta_{сг} \eta_m \eta_r \eta_p} = \frac{860N_{эк}}{H_i \eta_m \eta_r \eta_p}, \quad (102)$$

где D_k — расход пара через последнюю ступень, кг/ч; $m = 1,1 \div 1,2$; $\eta_{сг} = 0,8 \div 0,85$, принимают ориентировочно по значениям

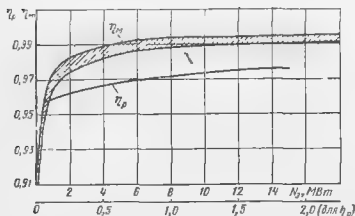


Рис. 69. Зависимости механического к. п. д. η_m и редукторной передачи η_r от мощности турбины (нижняя шкала — мощность турбины с редуктором)

к. п. д. одноступенчатых турбин; η_m — механический к. п. д. турбины (определяют по рис. 69), при $N_s > 18\,000$ кВт $\eta_m = 0,99$; η_r — к. п. д. редуктора, для турбин мощностей ($N_s < 2500$ кВт) с $n > 3000$ об/мин η_m определяют по рис. 69.

Значения к. п. д. η_g (в %) генератора приведены ниже:

Т2-6-2	96,4—96	ТВ2-150-2	98,8
Т2-12-2	97,2 96,6	ТВВ-150-2	98,7
ТВС-30	98,3	ТВФ-200-2	98,8
ТВ-60-2	98,5	ТГВ-200	98,87
ТВ2-100-2	98,78	ТВВ-200-2	96,8
ТВФ-100-2	98,7	ВТВ-300-2	98,7
		ТГВ-300	98,79

С учетом потерь давления в выпускном патрубке давление за последней ступенью турбины (см. § 6)

$$p'_k = p_k \left[1 - \lambda \left(\frac{c_{в,п}}{100} \right)^2 \right].$$

Использованный теплоперепад в турбине

$$H_t = H'_0 \eta_{0t} - h_{в,с}, \quad (103)$$

где $h_{в,с} < 6 \div 10$ ккал/кг, что соответствует $c_{2a} = 200 \div 285$ м/с.

Строим ориентировочный рабочий процесс турбины в is -диаграмме (рис. 70, а). Точка A_0 пересечения изобары p_0 с изотермой t_0 характеризует состояние пара перед стопорными клапанами турбины. Оцениваем потери давления в полностью открытых при экономическом режиме стопорных и регулирующих клапанах, т. е. $p'_0 = (0,97 \div 0,95) p_0$ (точка A'_0). Из точки A'_0 опускаем адиябату до пересечения с изобарой p'_k (точка A'_1).

По формуле (103) подсчитываем использованный теплоперепад в турбине H_t и откладываем его величину от точки A'_0 . Полученная точка A_1 характеризует состояние пара на последней ступени турбины. Точки A'_0 и A_1 соединяем плавной кривой — политропой, изображающей процесс в проточной части турбины.

Турбины с повышенными начальными параметрами пара и турбины для атомных электростанций выполняют с промежуточным перегревом пара.

$= 10 \div 30$ мм; $0,2 \leq e \leq 0,7 \div 0,9$). Пользуясь опытными кривыми (см. рис. 65), при степени парциальности e и высоте сопла l_1 выбираем отношение $x_a = u/c_a$. Тогда можно определить скорость пара в выходном сечении сопла при адиабатном расширении $c_a = u/x_a$.

Располагаемый теплоперепад в ступени

$$h_0 = A \frac{c_a^3}{2g} = \frac{c_a^3}{8380}.$$

Полученное значение h_0 для регулирующей ступени следует сопоставить с рекомендуемыми значениями (см. § 9). Откладывая на *is*-диаграмме величину h_0 , определяем состояние пара в выходном сечении сопла при адиабатном расширении пара (точка a_{11} , рис. 70).

Точка a_{11} соответствует удельному объему пара v_{11} . Степень парциальности e и высоту сопла l_1 находим методом подбора по уравнению (99).

Если принятые величины e и l_1 при определении u/c_a (см. рис. 65) отличаются от расчетных, то необходимо повторить расчет, задавшись значениями e и l_1 , близкими к расчетным. Следует отметить, что в данном предварительном расчете регулирующая ступень принята активной. При подробном расчете обычно вводится малая степень реакции ρ . Если при этом расчете оставить теплоперепад h_0 , полученный по предварительному расчету, то произведение $e l_1$ немного увеличится, так как уменьшится располагаемый теплоперепад в соплах ($h_{01} < h_0$), а значит и скорость истечения потока из сопла ($c_{11} < c_a$).

Теплоперепад, использованный в регулирующей ступени, $h_i = h_0 \eta_{oi}$.

На *is*-диаграмме от точки A'_0 вниз откладываем значение h_i и находим точку a_1 , определяющую состояние пара в камере регулирующей ступени, т. е. перед соплами первой нерегулируемой ступени (рис. 70).

Методика определения размеров второй (нерегулируемой) ступени та же, что и для регулирующей. В качестве нерегулируемых ступеней применяют одновенечные активные ступени с малой степенью реакции ($\rho \leq 0,1$) и $u/c_a = 0,45 \div 0,52$. Располагаемые теплоперепады обычно лежат в пределах теплоперепадов для активных ступеней — $h_0 = 8 \div 15$ ккал/кг.

Для указанных ступеней стремятся обеспечить полный подвод пара ($e = 1$). Для турбин больших мощностей такой подвод является обязательным. В турбинах небольшой мощности с малыми расходами пара парциальный подвод пара осуществляется иногда для нескольких первых нерегулируемых ступеней. Но и в этих турбинах следует стремиться выполнить полный подвод пара с минимальной высотой сопла ($l_1 = 10 \div 15$ мм) и минимальным углом ($\alpha_1 = 10 \div 14^\circ$).

Если все же при малом расходе пара необходимо осуществить парциальный подвод пара ($e < 1$), то расход в отдельных группах ступеней следует сохранить неизменным. Тогда в такой группе можно использовать кинетическую энергию выходящего из данной ступени потока в последующей ступени. Это возможно, если сопловые сегменты каждой последующей ступени сдвинуты по направлению вращения ротора турбины с учетом пространственного течения по винтовым траекториям в проточной части. Порядок построения теплового процесса первой нерегулируемой ступени в is -диаграмме такой же, как и для регулирующей.

Определение размеров последней ступени конденсационной турбины. Целью данного расчета является предварительное определение высоты рабочих лопаток l_2 и диаметра d_2 последней ступени по условиям прочности. Кроме того, необходимо, чтобы $d_1/d_2 \geq 0,5 \div 0,6$ (d_1 — диаметр первой нерегулируемой ступени ЦНД многоцилиндровой турбины или диаметр первой нерегулируемой ступени одноцилиндровой турбины). Если это отношение будет меньше, то следует изменять d_1 или d_2 в пределах, рассмотренных выше. Величины d_2 и l_2 последней ступени определяем приближенно по осредненным параметрам пара.

В данном расчете умеренные размеры последней ступени получаются при небольших объемах пропуска пара в конденсационных турбинах мощностью $N \leq 25 \div 50$ МВт. В конденсационных турбинах повышенных мощностей при больших объемных расходах пара необходимо использовать все конструктивные возможности для увеличения размеров ступени, чтобы ограничить число потоков пара в части низкого давления и тем самым сократить осевые размеры турбины, количество цилиндров и опор.

Диаметр последней ступени определяем по формуле (50). При расчетном режиме для уменьшения потери с выходной скоростью $h_{в.с}$ стремятся выполнить угол $\alpha_2 = 90^\circ$, т. е. $\sin \alpha_2 = 1$. Введем величину $\theta = d_2/l_2$, откуда $l_2 = d_2/\theta$. Тогда формула (50) примет вид

$$\frac{dz^2}{\theta} = \frac{G_k v_2}{\pi c_2} \quad \text{или} \quad \frac{d_z^2}{\theta} = \frac{F_2}{\pi}, \quad (104)$$

где $F_2 = \frac{G_k v_2}{c_2}$ — торцовая площадь рабочих лопаток; G_k — задано; v_2 определяется по is -диаграмме в точке A_1 для ЦВД и точке A_2 для ЦНД (см. рис. 70).

Желательно, чтобы $c_2 = 200 \div 285$ м/с, что соответствует потери с выходной скоростью из последней ступени $h_{в.с} = 6 \div 10$ ккал/кг. В уравнении (104) неизвестными величинами являются d_2 и θ . Это уравнение решается подбором. Можно, задавая величиной d_2 , определить θ , а затем найти и проверить длину рабочей лопатки l_2 (см. рис. 67, табл. 7), или, задавшись отношениями $\theta = d_2/l_2 \geq 2,5$ для турбин повышенных мощностей и $\theta = d_2/l_2 = 4,5 \div 6$ для турбин небольшой мощности, определить диаметр d_2 по формуле (104), а затем l_2 .

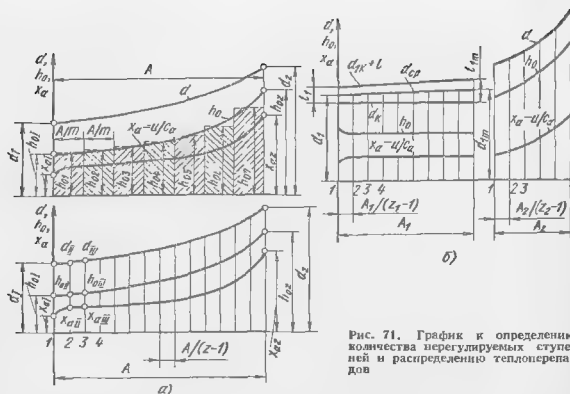


Рис. 71. График к определению количества нерегулируемых ступеней и распределению теплоперепадов

Определение количества нерегулируемых ступеней и распределение располагаемого теплоперепада по ступеням. Из ранее выполненных предварительных расчетов известны для первой и последней нерегулируемых ступеней диаметры d_1 и d_2 , располагаемые теплоперепады h_{01} и h_{02} и отношения скоростей $x_{a1} = u_1/c_{a1}$; $x_{a2} = u_2/c_{a2}$. Известен также располагаемый теплоперепад на нерегулируемые ступени $H'_0 = H'_0 - h_{0, \text{рег}}$.

Целью данного предварительного расчета является определение количества нерегулируемых ступеней, их диаметров и располагаемых теплоперепадов на каждую ступень, получение профиля проточной части плавным изменением диаметров при переходе от ступени к ступени.

При проектировании одноцилиндровой турбины необходимо, чтобы $d_1/d_2 \geq 0,6 : 0,5$. Если это соотношение не выполняется, т. е. диаметр последней ступени d_2 более чем в 2 раза превышает диаметр первой ступени d_1 , то следует разбить ступени на несколько групп, чтобы в каждой группе ступеней это требование выполнялось. Переход от одной группы к другой (резкий переход от одного диаметра к другому) осуществляют обычно после нерегулируемого отбора на регенеративный подогрев питательной воды.

В многоцилиндровых турбинах диаметры ступеней в каждом цилиндре выбирают независимо один от другого, но в каждом цилиндре проточная часть должна быть плавной. Наиболее нагляден графоаналитический метод определения количества нерегулируемых ступеней и теплоперепадов на каждую ступень. Строим вспомогательный график (рис. 71, а). По оси абсцисс откладываем отрезок $A = 200 \div 250$ мм. На концах его в определенном масштабе

откладываем по оси ординат диаметры первой d_1 и последней d_z ступеней, полученные в предварительных расчетах этих ступеней, проводим плавную кривую изменения диаметров в проточной части отдельных цилиндров или групп ступеней.

Изменение диаметров и высоты сопел и лопаток зависит в основном от характера изменения удельного объема пара при его расширении по ступеням. В первых ступенях турбины удельный объем пара изменяется незначительно, поэтому кривая изменения диаметров имеет в этом месте малую кривизну, а в последних ступенях, учитывая интенсивный рост удельного объема пара, кривую диаметров (на последней $1/3$ части отрезка) проводим с большей кривизной.

В масштабе наносим ординаты по концам базы x_{a1} и x_{az} для первой и последней нерегулируемых ступеней. От правильного выбора основной величины x_a для каждой ступени зависит к. п. д. каждой ступени и всей проточной части турбины. Выбор величины x_a в ступенях активной турбины зависит от характера изменения степени реакции (см. § 9). При расчете активных турбин для большинства ступеней величину x_a принимаем почти такой же, как и для первой нерегулируемой ступени (линия x_a проходит почти горизонтально) и лишь в последней четверти линия x_a плавно поднимается вверх до значения x_{az} последней ступени.

Для первой нерегулируемой ступени отношение x_a принято несколько меньшим, чем в следующих ступенях, так как в ней не используется кинетическая энергия потока, выходящего из регулирующей ступени. В первых нерегулируемых ступенях можно принять несколько меньшее значение x_a , так как при высоких давлениях пара потери на трение диска в паровой среде, вентиляционные потери и потери от утечек пара через внутренние зазоры сказываются сильнее, чем в ступенях низкого давления.

На основании принятых закономерностей изменения диаметра d и отношения x_a можно построить кривую располагаемых тепловых перепадов по ступеням. Для этого в пяти-шести точках по длине базы определяем значения h_0 для промежуточных ступеней по формуле

$$h_0 \quad A \frac{c_a^2}{2g} = \frac{A}{2g} \left(\frac{u}{x_a} \right)^2 = \frac{A\pi^2 n^2}{2g \cdot 60^2} \left(\frac{d}{x_a} \right)^2. \quad (105)$$

Для $n = 3000$ об/мин формула (105) имеет вид

$$h_0 \sim 2,94 \left(\frac{d}{x_a} \right)^2. \quad (106)$$

Точки, полученные по формуле (106), наносим на график (рис. 71, а) в произвольном масштабе и соединяем плавной кривой. По этой кривой определяем средний тепловой перепад на ступень $h_{0\text{ ср}}$. Для этого базу делим на m равных частей (пять-восемь). Находим средние значения $h_{01}, h_{02}, h_{03} \dots$ внутри каждого участка.

Средний располагаемый теплоперепад, приходящийся на одну нерегулируемую ступень,

$$h_0 \text{ ср} = \frac{h_{01} + h_{02} + h_{03} + \dots + h_{0m}}{m}.$$

Тогда число ступеней

$$z = \frac{(1 + \alpha) H_0''}{h_0 \text{ ср}}, \quad (107)$$

где H_0'' — располагаемый теплоперепад на нерегулируемые ступени; $\alpha = 0,04 \div 0,08$ — коэффициент возврата теплоты группы нерегулируемых ступеней.

После предварительного подсчета количества ступеней по формуле (107) при принятом значении α следует проверить этот коэффициент по формуле

$$\alpha = K (1 - \eta_{01}) \frac{H_0''}{100} \frac{z - 1}{z}, \quad (108)$$

где для турбин или группы ступеней $K = 0,2$ (область перегретого пара); $K = 0,12$ (область влажного пара); $K = 0,14 \div 0,18$ (процесс расширения переходит из области перегретого в область влажного пара).

К. п. д. η_{01} определяем с помощью графиков (см. рис. 65).

Если значение α по формуле (108) значительно отличается от ранее принятого, то следует сделать пересчет. Полученное число ступеней округляют до ближайшего целого числа.

Далее отрезок A (рис. 71) делим на $z - 1$ частей. На границах участков наносим номера ступеней и непосредственно на графике для каждой ступени измеряем диаметр, располагаемый теплоперепад, отношение скоростей x_a и заносим их значения в форму 1.

Ф о р м а 1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПЕРЕПАДОВ В НЕРЕГУЛИРУЕМЫХ СТУПЕНЯХ ТУРБИНЫ

Величина	Номера ступеней					Сумма
	1	2	3	...	z	
Диаметр ступени d , м						—
Отношение скоростей $x_a = u/c_a$						—
Располагаемый теплоперепад h_0 , ккал/кг						$\sum_1^z h_0$
Откорректированная величина теплоперепада $h_0 \pm \Delta h$, ккал/кг						$\sum_1^z h_0 \pm \Delta h = (1 + \alpha) H_0''$

Обычно расчет бывает не совсем точен, т. е. $\sum_1^z h_0 \neq (1 + \alpha) H_0''$, поэтому величину разности этих значений распределяем равномерно по ступеням:

$$\Delta h = \frac{(1 + \alpha) H_0'' \pm \sum_1^z h_0}{z}.$$

В формулу 1 заносим откорректированную величину располагаемого теплоперепада для каждой ступени $h_0 \pm \Delta h$. В конечном итоге

$$\sum_1^z h_0 \pm \Delta h = (1 + \alpha) H_0''.$$

Величины x_a и $h_0 \pm \Delta h$ лежат в основе детального расчета ступеней турбины.

При детальном расчете ступеней турбины характер изменения ее проточной части примерно аналогичен характеру изменения диаметров, принятых по рис. 71. Это объясняется тем, что расстояния между ступенями принимались постоянными, а в действительности эти расстояния будут различны из-за конструктивных и прочностных факторов. При определении характера изменения диаметров в группе первых ступеней, в которых изменение удельных объемов пара мало, можно принять постоянным средний диаметр нескольких ступеней или посадочный диаметр обода дисков.

С точки зрения упрощения технологии изготовления дисков и рабочих лопаток наиболее приемлем второй путь, когда посадочные диаметры обода дисков для крепления рабочих лопаток сохраняются постоянными. В этих ступенях унифицируются профили рабочих лопаток, их хвостовики и диски.

Учитывая, что корневой диаметр для всех ступеней d_{1k} принят одинаковым, средний диаметр последней ступени группы

$$d_{1m} = (d_1 - l_1) + l_{1m},$$

где в первом приближении для последней ступени данной группы

$$l_{1m} = \frac{v_{1m}}{v_{1f}} l_1.$$

Затем строим график изменения диаметров (рис. 71, б).

§ 11

ДЕТАЛЬНЫЙ ТЕПЛОВЫЙ РАСЧЕТ

При тепловом расчете любой ступени многоступенчатой турбины определяют размеры сопл, размеры рабочих лопаток, потери энергии, к. п. д. и мощность, развиваемую ступенью.

В зависимости от величины располагаемого теплоперепада h_{01} , т. е. от отношения p_1/p_0 , применяют сопла суживающиеся,

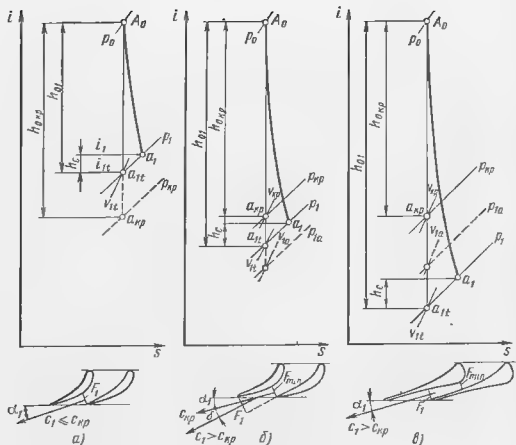


Рис. 72. Тепловой процесс расширения пара в соплах в i - s -диаграмме:

a — в суживающемся при $p_1/p_0 \geq \epsilon_*$; $б$ — в суживающемся с учетом расширения пара в косом срезе $p_1/p_0 < \epsilon_*$; $в$ — в расширяющемся при $p_1/p_0 < \epsilon_*$.

суживающиеся с расширением пара в косом срезе или расширяющиеся.

Целесообразно поэтому методику расчета сопел разобрать отдельно и затем в зависимости от степени расширения потока тот или иной порядок расчета сопел применять как составную часть расчета любой ступени.

Суживающиеся сопла. При выбранном h_{01} определяем отношение p_1/p_0 . Если $p_1/p_0 \geq \epsilon_*$, то применяем суживающееся сопло (рис. 72, a), где $\epsilon_* = p_{к,в}/p_0 = 0,546$ для перегретого пара; $\epsilon_* = 0,578$ для насыщенного и слегка влажного пара.

Теоретическая скорость истечения пара из сопловой решетки

$$c_{1t} = 91,5 \sqrt{h_{01} + \frac{\xi_0 c_2^2}{8380}}. \quad (109)$$

При $\xi_0 h_{в,с} = \frac{\xi_0 c_2^2}{8380} = 0$ формула (109) примет вид

$$c_{1t} = 91,5 \sqrt{h_{01}}. \quad (110)$$

Площадь выходного сечения сопловой решетки F_1 определяем по формуле (30).

Высоту сопловой решетки в выходном сечении подсчитываем по формуле (33), где $\alpha_1 = 10 \div 14^\circ$ в первых ступенях с малой

степенью реакции, а по мере расширения пара увеличивается и на последних ступенях с $p \leq 0,5$ $\alpha_1 = 23 \div 30^\circ$.

При определении высоты решетки неизвестны две величины: степень парциальности e и высота сопла l_1 . Это уравнение решается методом подбора. Практически в многоступенчатых турбинах рекомендуется принимать: $l_1 \geq 10 \div 20$ мм; $e = 0,7 \div 0,85$. Следует задаться минимальной высотой l_1 и определить e . Сопла регулирующей ступени надо рассчитывать на расход пара $G + G_{yt}$ (см. § 6), где G_{yt} — расход пара через переднее концевое уплотнение.

Нерегулируемые ступени выполняют со степенью парциальности $e = 1$, и только в турбинах малых мощностей допускается $e < 1$.

Потери энергии в соплах h_c определяем по формуле (65), $h_{\text{шп}} = h_{01}$ при $\xi_0 h_{\text{в.с. пр}} = 0$.

Для проверки расчета надо иметь в виду, что $h_c = 0,07 \div 0,1$ h_{01} . Например, $h_c = (1 - 0,95^2) h_{01} \approx 0,1 h_{01}$ при $\varphi = 0,95$. От точки a_{1t} (рис. 72, а) откладываем вверх величину h_c . Находим точку a_1 пересечения горизонтали i_1 с изобарой p_1 и строим политропу от точки A_0 до точки a_1 .

Действительную скорость истечения пара из сопловой решетки c_1 определяем по уравнению (28). Профиль направляющей лопатки выбираем по атласу профилей. При отсутствии атласа приближенно можно определить геометрические характеристики сопловой решетки. Подсчитываем число Маха:

$$M_1 = \frac{c_{1t}}{a_{1*}} = \frac{c_{1t}}{\sqrt{kgp_1 v_{1t}}}, \quad (111)$$

где a_{1*} — скорость звука при параметрах p_1 , v_{1t} .

Тип профиля выбираем по числу М. Принимаем осевую ширину (см. рис. 44) сопловой решетки $B_1 = 30 \div 60$ мм (ориентируясь на чертеж продольного разреза или проточной части подобной турбины). Оптимальные величины установочного угла $\alpha_y = 32 \div 42^\circ$ и относительного шага $\bar{t}_1 = t_1/b_1 = 0,7 \div 0,8$. Хорда профиля

$$b_1 = \frac{B_1}{\sin \alpha_y}; \quad (112)$$

шаг направляющих лопаток

$$t_1 = \bar{t}_1 b_1; \quad (113)$$

выходная ширина сопловых каналов

$$a_1 = t_1 \sin \alpha_1; \quad (114)$$

число сопл

$$z_1 = \frac{\pi d_1 e}{t_{\text{ш}}}. \quad (115)$$

Суживающиеся сопла с расширением потока в косом срезе или расширяющиеся сопла. При сверхкритическом течении пара

в соплах ($p_1/p_0 < \epsilon_*$) применяют суживающиеся сопла с расширением потока в косом срезе или расширяющиеся сопла.

Для выбора того или иного типа сопла подсчитываем удельный объем v_{1a} при возможной максимальной степени расширения пара в косом срезе по формуле

$$v_{1a} = \frac{v_{кр}}{\sin \alpha_1},$$

где $\alpha_1 = 10 \div 28^\circ$; $v_{кр}$ определено точкой $a_{кр}$ на рис. 72.

Точку $a_{кр}$ находим пересечением изобары $p_{кр} = \epsilon_* p_0$ с адиабатой.

Предположим, что $p_{1a} < p_1$ (рис. 72, б), т. е. степень расширения пара в косом срезе от $p_{кр}$ до p_{1a} больше, чем необходимо (от $p_{кр}$ до p_1). В этом случае используют суживающееся сопло с учетом расширения в косом срезе.

Если же $p_{1a} > p_1$ (рис. 72, в), т. е. степень расширения косого среза от $p_{кр}$ до p_{1a} недостаточна, так как необходимо расширить пар до давления p_1 , то применяют расширяющееся сопло.

Расчет расширяющихся и суживающихся сопел одинаков и состоит в определении величин F_{min} , F_1 , l_1 , $c_{кр}$, c_{1a} .

Критическая скорость потока

$$c_{кр} = 91,5 \sqrt{h_{0кр}}, \quad (116)$$

где $h_{0кр}$ — в ккал/кг определяем по *is*-диаграмме.

Площадь минимального сечения

$$F_{min} = \frac{G v_{кр} \cdot 10^4}{\mu_1 c_{кр}}, \quad (117)$$

где μ_1 определяем по рис. 29; $v_{кр}$ — в м³/кг; G — в кг/с; $c_{кр}$ — в м/с.

Площадь минимального сечения (в см²) можно определить через p_0 и v_0 перед соплом:

$$F_{min} = \frac{G \cdot 10^4}{203 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}},$$

где v_0 — в м³/кг; p_0 — в кгс/см.

Расчет выходного сечения расширяющегося сопла (рис. 72, в), сечения паровой струи F_1 при выходе потока из косого среза суживающегося сопла (рис. 72, б), скорости потока c_{1a} и c_1 в этих сечениях аналогичен только что описанному расчету суживающихся сопел.

На *is*-диаграмме от точки a_{1a} (рис. 72, б, в) откладываем вверх величину h_c , находим точку a_1 и строим кривую политропного процесса расширения пара в соплах от точки A_0 до точки a_1 .

Отличие в выборе профиля расширяющихся сопел и определении его геометрических характеристик заключается в том, что при $\alpha_1 = 14 \div 16^\circ$ следует принимать $\alpha_y = 24 \div 27^\circ$. При применении

суживающихся сопл с расширением пара в косом срезе необходимо подсчитать угол δ отклонения паровой струи в косом срезе сопла по уравнению (26). Следует заметить, что треугольники скоростей при расчете рабочих лопаток строят по углу $\alpha_1 + \delta$.

Как показали исследования, применение суживающихся сопл обычного профиля при сверхзвуковых скоростях расширения связано с дополнительными потерями, снижающими к. п. д. ступени. Поэтому разработаны и испытаны специальные профили направляющих лопаток, у которых имеется прямолинейный участок у выходной кромки (см. § 6). Выбор профиля и определение его геометрических характеристик аналогичны только что описанному.

Одновенечные ступени. Методика расчета всех одновенечных ступеней, применяемых в многоступенчатых турбинах, практически одинакова. По различным методикам рассчитывают ступени со степенью реакции и ступени, в которых используется и не используется кинетическая энергия потока, выходящего из предыдущей ступени.

По первой методике рассчитываются регулирующие ступени цилиндров высокого давления (ЦВД); регулирующие ступени среднего давления (ЦСД) и низкого давления (ЦНД), установленные после регулируемых отборов пара; первая нерегулируемая ступень, расположенная за камерой регулирующей ступени; первые нерегулируемые ступени ЦСД и ЦНД; первая нерегулируемая ступень, расположенная после промежуточного перегрева пара.

По второй методике рассчитывают все остальные нерегулируемые ступени, так как осевые зазоры между рабочими лопатками предыдущей и направляющими лопатками последующей ступени исчисляются миллиметрами.

При расчете одновенечной ступени определяют размеры сопл и профиль сопловых лопаток; размеры рабочих лопаток и их профиль; потери энергии пара, к. п. д. ступени и мощность, развиваемую ею.

Из предварительных расчетов (см. § 10) известны средний диаметр d , м; располагаемый теплоперепад h_0 ступени, ккал/кг; отношение скоростей $x_a = u/c_a$; расход G пара, кг/с.

Расчет одновенечной ступени со степенью реакции. Определяем окружную скорость

$$u = \frac{\pi d n}{60}, \quad (118)$$

где d — средний диаметр облопачивания.

На основании опытных данных (см. рис. 65) уточняем значение $x_a = u/c_a$, при котором к. п. д. $\eta_{ол}$ имеет максимальное значение, и определяем скорость c_a . Подсчитываем располагаемый теплоперепад на ступень:

$$h_0'' = \zeta A \frac{c_a^2}{2g} = \frac{c_a^2}{8380}.$$

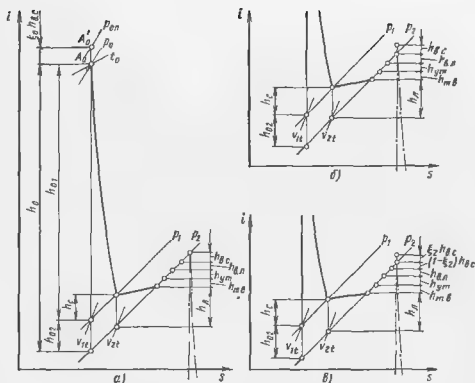


Рис. 73. Процесс расширения пара в одноступенчатой ступени в is -диаграмме со степенью реакции и с использованием потери с выходной скоростью из предыдущей ступени:

а — $\xi_2 = 0$; б — $\xi_2 = 1$; в — $\xi_2 < 1$

Полученную величину h_0 откладываем на is -диаграмме (рис. 73, а) и находим давление p_2 за рабочими лопатками ступени. Выбираем степень реакции (см. § 8 гл. 4). Тогда располагаемый теплоперепад в соплах

$$h_{01} = (1 - \rho) h_0 \quad (119)$$

и в рабочих лопатках

$$h_{02} = \rho h_0. \quad (120)$$

По величине h_{01} в is -диаграмме находим давление p_1 за соплами.

Расчет размеров сопел и выбор профилей сопловых лопаток были рассмотрены выше.

При расчете рабочих лопаток строим входной треугольник скоростей (см. рис. 32, 33) и определяем скорость w_1 и угол β_1 по формулам (35). Определяем теоретическую относительную скорость потока в выходном сечении рабочей решетки первого ряда w_{2t} по формуле (45).

Из точки, характеризующей состояние пара на выходе из сопел (при давлении p_1), опускаем вертикаль до пересечения с изобарой p_2 , т. е. находим точку, соответствующую удельному объему v_{2t} в конце изоэнтропного расширения в рабочей решетке (рис. 73).

В том случае, если $\rho = 0$, $h_{02} = \rho h_0 = 0$, т. е. в каналах лопаток первого ряда происходит преобразование энергии по

активному принципу p_1 p_2 :

$$w_{2t} = w_1.$$

Выходную площадь рабочей решетки определяем по уравнению (49).

Задавшись перекрышей ∇_1 и ∇_2 , т.е. высотой лопаток $l_2 = l_1 + \nabla_1 + \nabla_2$ (необходимо стремиться выполнить прямой бандаж), определяем по уравнению (50) угол выхода потока из рабочей решетки β_2 . Подсчитываем действительную относительную скорость пара в выходном сечении:

$$w_2 = \psi w_{2t}.$$

Определяем потери энергии h_n в рабочих лопатках по формуле (66) и ее величину откладываем на is -диаграмме (рис. 73) от точки пересечения изохоры v_{2t} с изобарой p_2 .

Строим выходной треугольник скоростей (см. рис. 32, 33) и по формулам (37) определяем скорость c_2 и угол α_2 .

Профиль рабочей лопатки выбирают по атласу профилей. При отсутствии атласа можно приближенно определить геометрические характеристики рабочей решетки. Подсчитываем число Маха:

$$M_2 = \frac{w_{2t}}{a_{2*}} = \frac{w_{2t}}{\sqrt{k g p_2 v_{2t}}}, \quad (121)$$

где a_2 — скорость звука при p_2 , v_{2t} ; k — показатель адиабаты; $k = 1,3$ — для перегретого пара; $k = 1,135$ — для насыщенного пара.

По величине M_2 выбираем профиль. Осевая ширина профиля (см. рис. 44) $B_2 = 25 \div 60$ мм (если ориентироваться на чертеж продольного разреза или проточной части подобной турбины). В первом приближении можно принять хорду профиля $b_2 = B_2$. Оптимальная величина относительного шага $t_2 = t_2/b_2 = 0,55 \div 0,7$; отсюда можно определить t_2 . Число рабочих лопаток $z_2 = \pi d/t_2$.

Потери энергии в лопаточном аппарате ступени h_c и h_n определяем по формулам (65) и (66). Потеря кинетической энергии, обусловленная выходной скоростью, подсчитывается по формуле

$$h_{в.с} = A \frac{c_2^2}{2g} = \frac{c_2^2}{8380}.$$

Эта часть кинетической энергии является потерянной для данной ступени, и ее мощность снижается на величину $h_{в.с}$. Относительный к. п. д. $\eta_{ол}$ лопаточного аппарата одновенечной ступени для контроля правильности расчета определяем по двум формулам:

$$\eta_{ол} = \frac{h_u}{h_p} = \frac{(h_{01} + h_{02}) - (h_c + h_n + h_{в.с})}{h_{01} + h_{02} - \xi_2 h_{в.с}}; \quad (122)$$

$$\eta'_{ол} = \frac{2u}{c_a^2 - \xi_2 c_2^2} (c_{1u} + c_{2u}). \quad (123)$$

В формуле (123) $c_a = 91,5 \sqrt{h_{01} + h_{02}}$; $c_{1n} = c_1 \cos \alpha_1$; $c_{2n} = c_2 \cos \alpha_2$.

Знак плюс перед c_{2n} ставят при $\alpha_2 < 90^\circ$, а знак минус — при $\alpha_2 > 90^\circ$. Расчет ступени считается правильным при $\Delta\eta_{ол} = \eta_{ол} - \eta'_{ол} \leq 0,005$. Потери ζ_k на трение и $h_{т.в}$ на вентиляцию и выколачивание, $h_{ут}$ от утечки пара через внутренние зазоры, $h_{вл}$ от влажности пара подсчитываем по уравнениям, приведенным в § 6.

Внутренний относительный к. п. д. ступени

$$\eta_{от} = \frac{h_i}{h_p} = \frac{(h_{01} + h_{02}) - (h_c + h_{л.с} + h_{т.в} + h_k + h_{ут} + h_{вл})}{h_{01} + h_{02} - \xi_2 h_{в.с}} = \eta_{ол} - \frac{h_{т.в} + h_k + h_{ут} + h_{вл}}{h_{01} + h_{02} - \xi_2 h_{в.с}} \quad (124)$$

Внутренняя мощность, развиваемая ступенью,

$$N_i = \frac{3600 G h_i}{860} = 4,19 G h_i \quad (125)$$

Результаты расчета сводим в таблицу (см. форму 2).

Расчет одновечной ступени со степенью реакции и использованием потери с выходной скоростью из предыдущей ступени. Тепловой процесс в данной ступени изображен на рис. 73. При расчете данной ступени учитываем использование кинетической энергии потока, выходящего из предыдущей ступени. Поэтому ниже приведены формулы для расчета тех или иных величин, в которых учитываются эти различия. Методика расчета остается той же, расчет данной ступени ведется по приведенным выше формулам с заменой лишь некоторых из них. Подсчитываем располагаемый теплоперепад на ступень:

$$h_0 + \xi_0 h_{в.с пр} = \frac{c_a^2}{8380}; \quad (126)$$

откуда

$$h_0 = (h_0 + \xi_0 h_{в.с пр}) - \xi_0 h_{в.с пр},$$

где $\xi_0 = 0,7 \div 1,0$ — коэффициент использования выходной скорости из предыдущей ступени; обычно в ступенях с небольшими осевыми зазорами $\xi_0 \approx 1,0$; $h_{в.с пр}$ — кинетическая энергия потока, выходящего из предыдущей ступени.

Изоэнтропные теплоперепады в соплах и каналах рабочих лопаток h_{01} и h_{02} определяем по формулам (119) и (120).

Теоретическая скорость пара в выходном сечении сопла подсчитывается по формуле (109). Потери энергии в соплах рассчитываем по формуле

$$h_c = (1 - \varphi^2)(h_{01} + \xi_0 h_{в.с пр}). \quad (127)$$

Расчет рабочих лопаток ничем не отличается от описанного ранее. Относительный к. п. д. лопаточного аппарата ступени

$$\eta_{ол} = \frac{(h_{01} + h_{02} + \xi_0 h_{в.с пр}) - (h_c + h_l + h_{в.с})}{(h_{01} + h_{02} + \xi_0 h_{в.с пр}) - \xi_2 h_{в.с}}; \quad (128)$$

$$\eta'_{ол} = \frac{2u}{c_a^2 - \xi_2 c_2^2} (c_{1u} \pm c_{2u}), \quad (129)$$

где c_a определено по формуле (126).

Расчет ступени считается правильным при

$$\Delta\eta_{ол} = \eta_{ол} - \eta'_{ол} \leq \pm 0,005.$$

Потери от влажности пара определяем по формуле (74), где $h_i = (h_{01} + h_{02} + \xi_0 h_{в.с пр}) - (h_c + h_l + h_{в.с} + h_{т.в} + h_k + h_{ут} + h_{вл})$. Внутренний относительный к. п. д. ступени

$$\begin{aligned} \eta_{ол} &= \frac{h_i}{(h_0 + \xi_0 h_{в.с пр}) - \xi_2 h_{в.с}} = \\ &= \frac{(h_{01} + h_{02} + \xi_0 h_{в.с пр}) - (h_c + h_l + h_{в.с} + h_{т.в} + h_k + h_{ут} + h_{вл})}{(h_0 + \xi_0 h_{в.с пр}) - \xi_2 h_{в.с}} = \\ &= \eta_{ол} - \frac{h_{т.в} + h_k + h_{ут} + h_{вл}}{(h_0 + \xi_0 h_{в.с пр}) - \xi_2 h_{в.с}}. \end{aligned} \quad (130)$$

Результаты расчета сводят в таблицу (форма 2).

Двухвенечные ступени. При расчете двухвенечной ступени важно построить плавную проточную часть. Из условий технологии изготовления лопаток желательно, чтобы входные и выходные высоты решеток были одинаковыми (см. рис. 37). Если этого нельзя добиться, то необходимо, чтобы угол, характеризующий рост высот выходных кромок лопаток, $\gamma \leq (15 \div 20)^\circ$; в конечном итоге, необходимо, чтобы отношение $l'_2/l_1 \leq 1,8 \div 2,3$. Часто проточную часть двухвенечной ступени выполняют с отношением высот лопаток $l_2/l_1 = 1,1 \div 1,22$; $l'_2/l_1 = 1,4 \div 1,6$; $l'_2/l_1 = 1,6 \div 2,3$.

Плавную проточную часть можно получить тремя способами.

1. Увеличением ширины профилей лопаток ступени. Это в большинстве случаев требуется также для повышения жесткости лопаток, так как прерывистое действие паровой струи при частичном подводе пара может привести к вибрации лопаток и поломке их вследствие усталости металла. Для турбин небольшой мощности ширина рабочих и направляющих лопаток может быть принята около 25—30 мм, а для мощных турбин высокого давления осевую ширину лопаток приходится увеличивать до 40—50 и даже 60 мм.

2. Подбором выходных углов сопл, рабочих первого и второго венцов и направляющих лопаток α_1 , β_2 , α'_1 и β'_2 . Например для сопл, при постоянных выходном сечении F_1 потока, выходной площади f_1 сопла, количестве z_1 сопл, меняя угол α_1 (ширину горла $b_{1ш}$), можно изменять высоту сопла l_1 (см. рис. 37). С увеличением угла α_1 увеличивается ширина горла a_1 и уменьшается

СВОДНАЯ ТАБЛИЦА РЕЗУЛЬТАТОВ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА
СТУПЕНЕЙ ТУРБИНЫ

Наименование	Решетка двухвечной ступени				Решетка одно-вечной ступени	
	сопловая	первая рабочая	направляющая	вторая рабочая	сопловая	рабочая
Расход пара G , кг/с						
Средний диаметр d_1, d_2 , мм						
Средняя окружная скорость u_1, u_2 , м/с						
Давление перед ступенью p_0 , кгс/см ²						
Температура перед ступенью t_0 , °C						
Энтальпия пара перед ступенью i_0 , ккал/кг						
Кинетическая энергия пара на входе в ступень $\xi_0 h_{в.с. пр.}$, ккал/кг						
Давление торможения перед ступенью $p_{0п}$, кгс/см ²						
Изоэнтропный теплоперепад ступени h_0 , ккал/кг						
Отношение скоростей u/c_a						
Степень реакции ρ						
Изоэнтропный теплоперепад в решетках h_{01}, h_{02} , ккал/кг						
Давление пара за решеткой p_1, p_2 , кгс/см ²						
Удельный объем пара за решеткой v_{1t}, v_{2t} , м ³ /кг						
Теоретические скорости выхода пара из сопловой решетки и из рабочей решетки c_{1t}, w_{2t} , м/с						
Коэффициент расхода μ_1, μ_2						
Выходные площади F_1, F_2 , см ²						
Углы α_1 и β_2 направления скоростей c_1 и w_{2t} , градусы						
Углы β_1 и α_2 направления скоростей w_1 и c_2 , градусы						
Степень парциальности e						
Высота решеток l_1, l_2 , мм						
Коэффициент скорости ϕ, ψ						
Скорость выхода пара из сопловой решетки и относительная скорость выхода пара из рабочей решетки c_1, w_2 , м/с						
Относительная скорость входа пара на рабочую решетку и абсолютная скорость выхода пара из нее w_1, c_2 , м/с						
Потери в решетках h_c, h_l , ккал/кг						
Потери с выходной скоростью $h_{в.с.}$, ккал/кг						
Кинетическая энергия выхода, используемая в следующей ступени $\xi_2 h_{в.с.}$, ккал/кг						
Располагаемая энергия ступени $h_{оп}$, ккал/кг						
К. п. д. на лопатках $\eta_{ол}, \eta_{ол'}$						
Потери от влажности пара $h_{вл}$, ккал/кг						
Потери от утечки $h_{ут}$, ккал/кг						

Наименование	Решетка двухвечной ступени				Решетка одно-вечной ступени	
	соловая	первая рабочая	направляющая	вторая рабочая	соловая	рабочая
Потери на трение, вентиляцию и выколачивание $h_{т.в} + h_k$, ккал/кг						
Использованный теплоперепад h_i , ккал/кг						
Внутренний относительный к. п. д. η_{0i}						
Внутренняя мощность N_i , кВт						
Тип профиля						
Осевая ширина профиля B_1, B_2 , мм						
Шаг лопаток l_1, l_2 , мм						
Количество лопаток z_1, z_2						

высота сопла l_1 (рис. 74, а). Это же справедливо для выходных сечений рабочих лопаток первого и второго рядов и направляющих лопаток. На рис. 74, б показаны три вида проточной части двухвечной ступени с различными углами выхода пара из рабочих и направляющих лопаток. Обычно угол $\alpha_1 = 10 \div 22^\circ$. Малые значения углов α_1 принимают в турбинах с малыми объемными расходами пара для увеличения степени парциальности e или высоты сопла l_1 .

Выходные углы:

$$\begin{aligned} \text{рабочих лопаток первого ряда} & \dots \dots \beta_2' - \beta_1 - (3 \div 5)^\circ \\ \text{направляющих} & \dots \dots \alpha_1' - \alpha_2 \quad (5 \div 10)^\circ \\ \text{рабочих лопаток второго ряда} & \dots \dots \beta_2 = \beta_1' - (7 \div 18)^\circ \end{aligned}$$

Например, высокий к. п. д. имеет ступень с $\alpha_1 = 14 \div 18^\circ$; $\beta_2 = 16 \div 19^\circ$; $\alpha_1' = 23 \div 26^\circ$; $\beta_2' = 31 \div 34^\circ$. При выборе углов необходимо, чтобы $\alpha_2' \rightarrow 90^\circ$. В этом случае абсолютная скорость c_2' , а значит и потери $h_{в.с}$ с выходной скоростью, будут минимальными, что повышает к. п. д. ступени.

3. Введением степени реакции в рабочие и направляющие лопатки ступени. При выбранных углах $\beta_2, \alpha_1', \beta_2' (a_2, a_n, a_2')$ не всегда удается получить плавную проточную часть или добиться отношения $l_2'/l_1 = 1,8 \div 2,3$, особенно, если значения $u/c_a \geq 0,25$. В этих случаях на отдельных лопатках или на всех необходимо снизить высоту l_2, l_n, l_2' , чтобы получить плавную проточную часть.

Снижая высоту лопаток, уменьшают выходные площади F_2, F_n, F_2' , т. е. поджимают поток (рис. 74, б). За счет этого по обе стороны лопаток образуется разность давления, срабатывается дополнительный теплоперепад в решетках, увеличивается скорость потока в выходном сечении и появляется реактивная составляю-

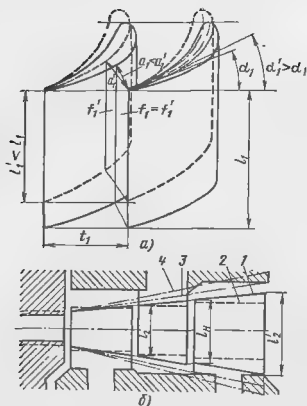


Рис. 74. Зависимость изменения плоскости проточной части двухвальной ступени от выходных углов лопаток:

1 — активная при $\beta_2 = \beta_1$; $\alpha'_1 = \alpha_2$; $\beta'_2 = \beta'_1$; 2 — со степенью реакции рабочих и направляющих лопаток; 3 — при $\beta_2 = \beta_1 - 2^\circ$; $\alpha'_1 = \alpha_2 - 4^\circ$; $\beta'_2 = \beta'_1 - 8^\circ$; 4 — при $\beta_2 = \beta_1 - 4^\circ$; $\alpha'_1 = \alpha_2 - 8^\circ$, $\beta'_2 = \beta'_1 - 16^\circ$

щая, направленная в сторону, противоположную движению потока. При этом повышается к. п. д. ступени, так как улучшается заполнение потоком межлопаточных каналов и обтекание лопаток на всех режимах работы турбины. Общая степень реакции в двухвальных ступенях $\rho = 3 \div 8\%$, иногда $\rho = 10 \div 12\%$ общего теплоперепада на регулируемую ступень.

При введении степени реакции необходимо иметь в виду, что ступень работает с парциальным подводом пара. В турбинах малой мощности с $e < 0,4 \div 0,5$ следует вводить малую степень реакции, так как на неактивной дуге колеса (незаполняемой паром) выравнивается давление по обе стороны колеса, что снижает к. п. д. В турбинах со степенью парциальности $e > 0,4 \div 0,5$ двухвальная ступень характеризуется большей степенью реакции ступени ($\rho = 8 \div 12\%$).

Общая степень реакции ρ складывается из реакций на венцах ступени

$$\rho = \rho_1 + \rho_n + \rho_2,$$

где ρ_1 , ρ_n , ρ_2 — степень реакции соответственно на рабочих лопатках первого венца, направляющих и рабочих лопаток второго венца.

Степени реакции

$$\rho_1 = \frac{h_{02}}{h_0}; \quad \rho_n = \frac{h_{0n}}{h_0}; \quad \rho_2 = \frac{h'_{02}}{h_0};$$

общий теплоперепад на ступень

$$h_0 = h_{01} + h_{02} + h_{0n} + h'_{02},$$

где h_{01} , h_{02} , h_{0n} , h'_{02} — располагаемые теплоперепады, соответственно в соплах, рабочих лопатках первого венца, направляющих и рабочих лопатках второго венца.

Размеры сопл, рабочих и направляющих лопаток определяют по формулам неразрывности паровой струи, записанным для выходных сечений этих решеток. Выходные площади

$$F_1 = \frac{Gv_{1t}}{\mu_1 c_{1t}}; \quad F_2 = \frac{Gv_{2t}}{\mu_2 w_{2t}};$$

$$F_H = \frac{Gv_{1t}'}{\mu_H c_{1t}'}; \quad F_2' = \frac{Gv_{2t}'}{\mu_2' w_{2t}'}.$$

Принимая $\mu_1 \approx \mu_2 \approx \mu_H \approx \mu_2'$; $v_{1t} \approx v_{2t} \approx v_{1t}' \approx v_{2t}'$ и поделив одно уравнение на другое, получим

$$F_2 = F_1 \frac{c_{1t}}{w_{2t}}; \quad (131)$$

$$F_H = F_2 \frac{w_{2t}}{c_{1t}};$$

$$F_2' = F_H \frac{c_{1t}'}{w_{2t}'}.$$

Как следует из рис. 75, с повышением суммарной степени реакции в двухвенечной ступени увеличивается u/c_1 , при котором к. п. д. $\eta_{ол}$ имеет максимальное значение. С ростом u/c_1 при $u = \text{const}$ уменьшается скорость c_1 , так как только часть располагаемого теплоперепада на ступень срабатывается в соплах. Тогда

$$c_{1t} = 91,5 \sqrt{h_{01}}.$$

Площадь выходного сечения сопла F_1 увеличивается, а значит возрастает l_1 при принятом a_1 . При увеличении степени реакции на рабочих лопатках первого венца скорость w_{2t} возрастает, поэтому в соответствии с уравнением (131) выходная площадь F_2 (l_2 при принятом a_2) уменьшается. Это справедливо и для направляющих, и для рабочих лопаток второго ряда.

Из предварительного расчета регулирующей ступени (см. § 10) известны h_0 , d , u , α_1 .

Приступая к детальному расчету рабочих лопаток первого и второго венцов и направляющих лопаток, следует:

1) выбрать углы $\beta_2 : \beta_1 - (3 \div 5)^\circ$; $\alpha_1' = \alpha_2 - (5 \div 10)^\circ$; $\beta_2' = \beta_1' - (7 \div 18)^\circ$;

2) построить плавную проточную часть;

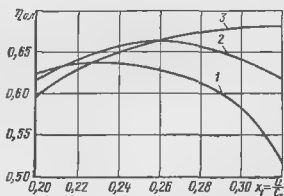


Рис. 75. Зависимость к. п. д. $\eta_{ол}$ двухвенечной ступени от отношения u/c_1 при различных степенях реакции ρ :

1 — $\rho_1 = \rho_H = \rho_2 = 0$, 2 — $\rho_1 = \rho_H = 0$; $\rho_2 = 0,05$; 3 — $\rho_1 = 0$, $\rho_H = 0,05$; $\rho_2 = 0,1$

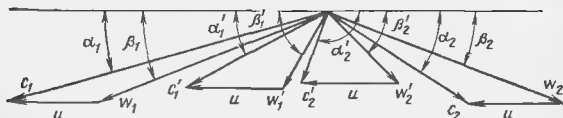


Рис. 76. Треугольники скоростей двухвенечной ступени Кертиса

3) выбрать степень реакции рабочих лопаток первого венца ρ_1 , направляющих лопаток ρ_n и рабочих лопаток второго венца ρ_2 .

Для расчета необходимо построить входные и выходные треугольники скоростей для рабочих решеток ступени (рис. 76), как это было описано при построении треугольников скоростей, показанных на рис. 33. Из этих треугольников для первого венца рабочих лопаток определяем углы β_1 , α_2 и скорости w_1 , c_2 и соответственно для второго венца рабочих лопаток углы β'_1 , α'_2 и скорости w'_1 , c'_2 по формулам (35) и (37).

Из точки, характеризующей состояние пара на выходе из сопл (давление p_1), опускаем вертикаль до пересечения с изобарой p_2 , находим точку, в которой определяем удельный объем v_{2f} в конце изэнтропного расширения в рабочей решетке (рис. 77, а). Из точки, характеризующей состояние пара в выходном сечении каналов рабочих лопаток первого венца при давлении p_2 , опускаем вертикаль h_{0n} до пересечения с изобарой p'_1 . В полученной точке определяем удельный объем v'_{1f} . От этой точки вверх откладываем величину h_n и получаем точку, характеризующую состояние пара на выходе из направляющих лопаток (давление p'_1), из которой опускаем вертикаль h'_{02} до пересечения с изобарой p_2 . В этой точке определяем удельный объем v'_{2f} в конце изэнтропного расширения во второй рабочей решетке.

В том случае, когда $\rho_2 = 0$, $h'_{02} = \rho_2 h_0 = 0$, $w'_{2f} = w'_1$ и давление $p'_1 = p'_2$, процесс расширения пара в ступени показан на рис. 77, б.

При расчете рабочих лопаток первого венца определяем относительную скорость пара в выходном сечении

$$w_{2f} = 91,5 \sqrt{h_{02} + \frac{w_1^2}{8380}},$$

где h_{02} — в ккал/кг; w_1 , w_{2f} — в м/с.

В том случае, когда $\rho_1 = 0$, $h_{02} = \rho_1 h_0 = 0$, давление $p_1 = p_2$ и $w_{2f} = w_1$ (рис. 77, б). Выходную площадь решетки определяем по уравнению

$$F_2 \approx \frac{G v_{2f}}{\mu_2 w_{2f}} 10^4,$$

где G — в кг/с; v_{2f} — в м³/кг; F — в см². Задавшись перекрышей ∇_1 и ∇_2 , т. е. высотой лопаток первого венца l_2 , определяем угол выхода β_2 пара:

$$\sin \beta_2 = \frac{F_2 \cdot 10^{-1}}{\pi d l_2},$$

где d — в м; l_2 — в мм; $\beta_2 = \beta_1 - (3 \div 5)^\circ$.

Теперь подсчитываем действительную относительную скорость в выходном сечении рабочей решетки первого венца:

$$w_2 = \psi_1 w_{2f}$$

и потерю энергии

$$h_{л} = (1 - \psi_1^2) \frac{w_{2t}^2}{8380},$$

где ψ_1 берем по рис. 49, $h_{л}$ — в ккал/кг.

По выходному треугольнику скоростей определяем скорость c_2 , угол α_2 и выбираем профиль рабочей лопатки по атласу профилей. При отсутствии атласа приблизительно можно определить геометрические характеристики рабочей решетки (см. рис. 44). Для этого подсчитываем число Маха

$$M_2 = \frac{w_{2t}}{\sqrt{k g p_2 v_{2t}}},$$

по которому определяем группу решетки.

Осевая ширина профиля $B = 30 \div 60$ мм. В первом приближении можно принять $b_2 \approx B_2$. Оптимальная величина относительного шага $t_2 : t_2/b_2 = -0,55 \div 0,7$, откуда определяем t_2 и число рабочих лопаток $z_2 = \pi d/t_2$.

При расчете направляющих лопаток второго венца определяем теоретическую скорость выхода пара

$$c'_{1t} = 91,5 \sqrt{p_H h_0 + \frac{c_2^2}{8380}}.$$

В случае, когда $p_H = 0$, $h_{0H} = p_H h_0 \approx 0$, т. е. $p_2 = p_1$, $c'_{1t} = c_2$.

Действительная скорость потока в выходном сечении каналов

$$c_1 = \psi_H c'_{1t}.$$

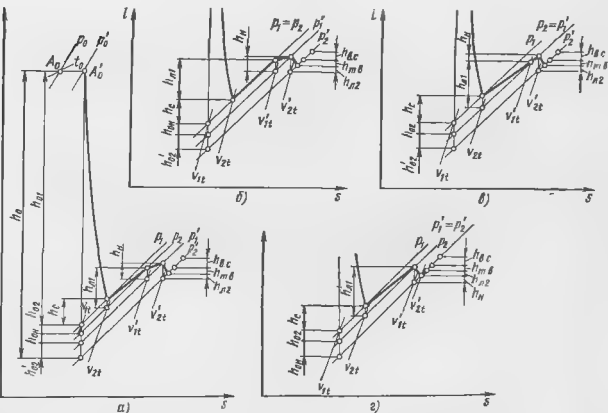


Рис. 77. Процесс расширения пара в двухвенечной ступени в Is -диаграмме:

а— $p_1 > 0$; $p_H > 0$; $p_2 > 0$; б— $p_1 = 0$, $p_H > 0$; $p_2 > 0$, в— $p_1 > 0$, $p_H = 0$; $p_2 > 0$; г— $p_1 > 0$; $p_H > 0$, $p_2 = 0$

Подсчитываем потерю энергии в каналах направляющих лопаток:

$$h_{11} = (1 - \psi_{11}^2) \frac{c_{11}^2}{8380},$$

где ψ_{11} берем по рис. 49.

Вычисляем площадь выходного сечения направляющей решетки:

$$F_1' = \frac{Gv_{1t}'}{\mu_{11}c_{1t}'} 10^4,$$

где v_{1t}' взято по i - s -диаграмме; F_1' - в см^2 . Задавшись перекрышей ∇_1 и ∇_2 , т. е. l_1' , находим угол выхода α_1' потока из направляющей решетки:

$$\sin \alpha_1' = \frac{F_1' \cdot 10^{-1}}{\pi d l_1'}.$$

Профиль направляющей лопатки подбираем так же, как профиль рабочей первого венца. По числу Маха

$$M = \frac{c_{1t}'}{\sqrt{k g p_1' v_{1t}'}}$$

подбираем активный профиль, подсчитываем $t_n = \bar{t}_n b_n$ и число направляющих лопаток

$$z_n = \pi d e / t_n.$$

При расчете *рабочих лопаток второго венца* определяем теоретическую скорость пара в выходном сечении:

$$w_{2t}' = 91,5 \sqrt{\rho_2 h_0 + \frac{w_{1t}'^2}{8380}}.$$

Выходная площадь рабочей решетки

$$F_2' = \frac{Gv_{2t}'}{\mu_2 w_{2t}'} 10^4,$$

где μ берем по рис. 29.

Задавшись перекрышей ∇_1 и ∇_2 , т. е. высотой лопаток второго венца l_2' , определяем угол β_2' выхода пара:

$$\sin \beta_2' = \frac{F_2' \cdot 10^{-1}}{\pi d l_2'}.$$

Обычно угол

$$\beta_2' = \beta_1' - (7 \div 18)^\circ.$$

Подсчитываем действительную относительную скорость пара в выходном сечении $w_2' = \psi_2 w_{2t}'$ и потерю энергии

$$h_{12} = (1 - \psi_2^2) \frac{w_{2t}'^2}{8380},$$

где ψ_2 определено по рис. 49.

По числу Маха

$$M_2' = \frac{w_{2t}'}{\sqrt{k g p_2' v_{2t}'}}$$

выбираем профиль так же, как для рабочих лопаток первого веница; определяем величины $\bar{t}'_2$, b'_2 , B'_2 , шаг $t'_2 = \bar{t}'_2 b'_2$ и число рабочих лопаток $z'_2 = \pi d / t'_2$.

При расчете к. п. д. $\eta_{ол}$, $\eta_{ол}$ и внутренней мощности, развиваемой двухвенечной ступенью N_i , определяем потери энергии в лопаточном аппарате ступени h_c , $h_{л1}$, h_n , $h_{л2}$. Потеря кинетической энергии, обусловленная выходной скоростью,

$$h_{в.с} = A \frac{c_2'^2}{2g} = \frac{c_2'^2}{8380}.$$

Относительный к. п. д. лопаточного аппарата двухвенечной ступени для контроля правильности расчета определяем по формулам

$$\eta_{ол} = \frac{h_0 - (h_c + h_{л1} + h_n + h_{л2} + h_{в.с})}{h_0},$$

где

$$h_0 = h_{01} + h_{02} + h_{0н} + h'_{02};$$

$$\eta_{ол} = \frac{2u}{c_a^2} (c_{1u} + c_{2u} + c'_{1u} \pm c'_{2u});$$

$$c_a = 91,5 \sqrt{h_0} = 91,5 \sqrt{h_{01} + h_{02} + h_{0н} + h'_{02}};$$

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1; c'_{1u} = c'_1 \cos \alpha'_1; c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2; c'_{2u} = c'_2 \cos \alpha'_2.$$

Знак плюс перед c'_{2u} ставим при $\alpha'_2 < 90^\circ$, а знак минус при $\alpha'_2 > 90^\circ$. Расчет считается правильным при $\Delta\eta_{ол} = \eta_{ол} - \eta'_{ол} \leq \leq \pm 0,005$. Такую точность можно получить и при пользовании логарифмической линейкой.

Потери на трение диска в паровой среде и вентиляцию рассчитывают по любой из эмпирических формул (67) или (68), а $h_{т.в}$, выраженную в тепловых единицах, — по формуле (69).

Потери на выколачивание при парциальном подводе находим по формуле (70).

Внутренний относительный к. п. д. ступени

$$\eta_{oi} = \frac{h_i}{h_0} = \frac{h_0 - (h_c + h_{л1} + h_n + h_{л2} + h_{в.с} + h_{т.в} + h_k)}{h_0} =$$

$$= \eta_{ол} - \xi_{т.в} - \xi_k.$$

Внутреннюю мощность, развиваемую двухвенечной ступенью, определяем по уравнению (125), где G — в кг/с; $h_i = h_0 \eta_{oi}$ — в ккал/кг.

Результаты расчета сводим в таблицу (см. форму 2).

§ 12

ЦИКЛЫ И СХЕМЫ

Идеальный цикл. Схемы газотурбинных установок (ГТУ) могут быть разомкнутого и замкнутого типов с циклом непрерывного горения при $p = \text{const}$ или циклом прерывистого горения при $v = \text{const}$. Распространение получили наиболее простые схемы ГТУ разомкнутого типа непрерывного горения при $p = \text{const}$.

Воздух из атмосферы поступает в воздушный компрессор 3 (см. рис. 78, а), в котором давление повышается от p_3 до p_4 . Линия 3—4 — процесс адиабатного сжатия воздуха в компрессоре (рис. 79, а). Сжатый воздух поступает в камеру сгорания 5, куда топливным насосом или газовым компрессором подается жидкое или газообразное топливо. Сгорание происходит при $p_4 = p_1 = \text{const}$ (линия 4—1, рис. 79, а). Процесс адиабатного расширения в турбине 2 изображается в Ts - и p - v -диаграммах линией 1—2. Отработавшие газы выпускаются из турбины в окружающую среду через выпускной патрубок. Линия 2—3 в Ts - и p - v -диаграммах при $p_3 = p_2 = \text{const}$ — условный замыкающий процесс отдачи теплоты газа окружающей среде.

Пуск ГТУ осуществляется пусковым двигателем 4 (рис. 78, а), так как газовая турбина может работать только на сжатом воздухе, поступающем от компрессора 3, приводимого во вращение турбиной 2. От пускового двигателя компрессор работает до тех пор, пока из камеры сгорания не начнет поступать газ определенных параметров и в количестве, достаточном для начала работы газовой турбины.

При работе ГТУ мощность, развиваемая турбиной 2, затрачивается на привод компрессора 3 и отдается потребителю. Мощность, потребляемая компрессором, относительно велика и в простых схемах при умеренной температуре рабочей среды может в 2—3 раза превышать полезную мощность ГТУ.

Термический к. п. д. η_t идеального цикла ГТУ равен отношению полезной работы ГТУ к затраченной теплоте:

$$\eta_t = \frac{AL_{10}}{q_1} = \frac{AL_{10} - AL_{100}}{q_1},$$

(где L_{10} и L_{100} — полезная работа соответственно турбины и компрессора на 1 кг газа) или отношению полезно использованной теплоты к затраченной

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1};$$

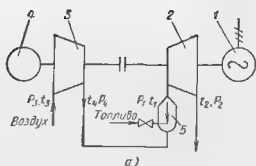
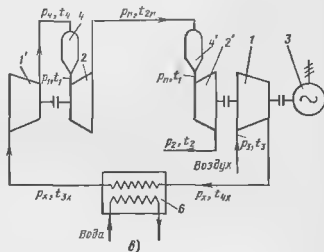
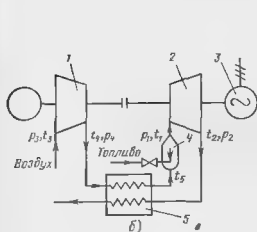


Рис. 78. Схема ГТУ со сгоранием топлива при $p = \text{const}$:

а — простая схема, б — с регенерацией теплоты, в — с промежуточным охлаждением



подведенная теплота q_1 соответствует площади S_{3416} в Ts -диаграмме, а отведенная q_2 — площади S_{2326} (рис. 79, а).

Полезная работа за весь цикл по pV -диаграмме

$$L_{10} = S_{3412} = S_{12 \text{ ед}} - S_{34 \text{ де}} = L_{1 \text{т} 0} - L_{1 \text{к} 0}.$$

Подставив значения $AL_{1 \text{т} 0}$, $AL_{1 \text{к} 0}$, q_1 и сделав преобразования, получим

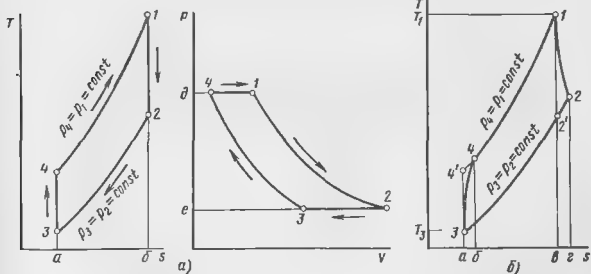


Рис. 79. Цикл газотурбинной установки непрерывного горения с подводом теплоты при $p = \text{const}$:

а — идеальный в Ts - и pV -диаграммах, б — действительный в Ts диаграмме

Рис. 80. Зависимость к. п. д. идеального η_i и действительного η_d циклов с $p = \text{const}$ от степени повышения давления при различных значениях T_1/T_3 при $\eta_T = \eta_K = 0,86$; $t_3 = 15^\circ \text{C}$

$$\eta_i = 1 - \frac{T_3}{T_4} = 1 - \frac{1}{(p_4/p_3)^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{1}{\sigma^m}, \quad (132)$$

где $\sigma = p_4/p_3$ — степень повышения давления в компрессоре;
 $m = \frac{k-1}{k}$.

Из формулы (132) следует, что термический к. п. д. η_i идеального цикла ГТУ зависит только от степени повышения давления в компрессоре и не зависит от интервала температур, в котором осуществляется цикл (рис. 80).

Действительный цикл. Действительный цикл 34123 отличается от идеального 34'12'3 (см. рис. 79, б) наличием потерь на трение и вихреобразование в турбине и компрессоре. Вследствие потерь в компрессоре температура и энтропия газа повышаются, и конечное состояние газа, при том же давлении p_4 , будет характеризоваться точкой 4.

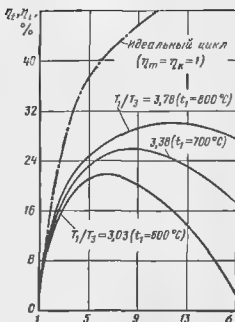
Для того чтобы температура T_1 в цикле осталась прежней, необходимо подвести меньшее количество теплоты $q_1 = S_{41\text{вб}}$. Состояние газа в конце расширения в турбине с учетом потерь характеризуется точкой 2. Отвод теплоты в цикле характеризуется кривой 2—3; количество теплоты $q_2 = S_{23\text{отг}}$. Потери энергии уменьшают работу, совершаемую в турбине, и увеличивают энергию, затрачиваемую на сжатие воздуха в компрессоре.

Учитывая потери в турбине относительно внутренним к. п. д. η_T , а в компрессоре — адиабатным к. п. д. η_K (отношение теоретической мощности, необходимой для адиабатного сжатия газа, к действительной внутренней мощности), получим выражение для внутреннего абсолютного к. п. д. действительного цикла со сгоранием при $p = \text{const}$

$$\eta_i = \frac{AL_{10}}{q_1} = \frac{AL_{1T0}\eta_T - AL_{1K0}/\eta_K}{q_1}.$$

Подставив значения AL_{1T0} , AL_{1K0} , q_1 и сделав преобразования, получим

$$\eta_i = \frac{(\sigma^m - 1) \left(\frac{T_1}{T_3} \eta_T \eta_K - \sigma^m \right)}{\sigma \left[\left(\frac{T_1}{T_3} - 1 \right) \eta_K - (\sigma^m - 1) \right]}. \quad (133)$$



Из выражения (133) следует, что к. п. д. η_i зависит от σ , η_t , η_k , T_1/T_3 . При анализе будем считать одну величину переменной, а остальные — постоянными.

Зависимость к. п. д. η_i от σ . По уравнению (133) к. п. д. η_i будет равен нулю при двух значениях степени повышения давления: $\sigma = 1$ и $\sigma = \sqrt[n]{\frac{T_1}{T_3} \eta_t \eta_k}$. Между этими значениями σ к. п. д. η_i достигает максимума (рис. 80).

С повышением отношения T_1/T_3 величина максимального к. п. д. η_i увеличивается и возрастает степень повышения давления σ , соответствующая максимуму к. п. д. η_i (в отличие от идеального цикла с подводом теплоты при $p = \text{const}$).

Зависимость к. п. д. η_i от отношения T_1/T_3 приведена на рис. 80. Увеличение отношения T_1/T_3 достигается за счет повышения температуры газа перед турбиной T_1 и снижения температуры воздуха на входе в компрессор T_3 .

Вид топлива определяет начальную температуру T_1 . При жидком топливе с содержанием серы и ванадия начальная температура T_1 не должна превышать 650°C из-за возможной коррозии лопаток турбины. При легком жидком и газообразном топливе температура T_1 определяется жаропрочностью металла турбины (см. приложение).

Снижение температуры T_3 при входе в компрессор влияет на повышение к. п. д. η_i в большей степени, чем повышение температуры T_1 . Поэтому ГТУ экономичнее работает в районах с более низкой средней годовой температурой воздуха. К. п. д. η_t и η_k оказывают значительно большее влияние на к. п. д. η_i ГТУ, чем к. п. д. η_{0t} паровой турбины и к. п. д. η_i ПТУ. Это объясняется тем, что полезная мощность ГТУ представляет собой разность мощностей турбины и компрессора:

$$AL_1 = \eta_t AL_{1t0} - \frac{1}{\eta_k} AL_{1k0}.$$

Газотурбинные установки с регенерацией теплоты. Основными потерями в ГТУ являются потери теплоты с уходящими газами. Повысить экономичность ГТУ можно за счет использования части теплоты после турбины 2 для подогрева сжатого воздуха, поступающего в камеру сгорания 4 (рис. 78, б). Для этой цели устанавливают регенератор 5 (подогреватель), в котором обычно трубки с воздухом омываются горячими газами после турбины. Воздух в регенераторе 5 нагревается от t_4 до t_5 . Расход топлива в камере сгорания 4 для получения заданной температуры t_1 перед турбиной уменьшается (по сравнению с ГТУ без регенерации).

ГТУ с промежуточным охлаждением и подогревом. Уменьшить работу сжатия в компрессоре можно промежуточным охлаждением, а увеличить работу расширения в газовой турбине — промежуточным подогревом газа (рис. 78, в). Между двумя отсеками компрессора I и I' устанавливают воздухоохладитель 6. Работа на

сжатие во второй ступени компрессора уменьшается пропорционально снижению абсолютной температуры в воздухоохладителе.

В камере сгорания 4 температура газа повышается от t_4 до t_1 , т. е. происходит подвод теплоты при $p_4 = p_1 = \text{const}$. В первом отсеке турбины 2 происходит расширение газа до промежуточного давления p_n . При давлении p_n в камере сгорания 4' температура повышается до величины t_1' . Подогретый газ попадает в турбину низкого давления 2', где расширяется до атмосферного давления $p_3 = p_2$. Промежуточное охлаждение и подогрев значительно повышают к. п. д. цикла.

Регенерация в цикле с промежуточным охлаждением и подогревом, не влияя на полезную работу цикла и удельный расход воздуха, также повышает к. п. д. цикла за счет уменьшения подводимой теплоты. При этом регенератор (как и в схеме на рис. 78, б) включают между компрессором 1' и камерой сгорания 4.

§ 13

ГАЗОВАЯ ТУРБИНА И ВОЗДУШНЫЙ КОМПРЕССОР

Газовая турбина. Принцип работы и схемы газовых турбин (ГТ) такие же, как у паровых турбин (ПТ), так как в двигателях обоих типов в качестве рабочего тела применяется сжимаемая жидкость, тепловая энергия которой преобразуется в энергию вращения ротора. Таким образом, ранее рассмотренные теория и расчеты тепловых процессов в соплах, рабочих лопатках и ступенях многоступенчатой турбины в равной мере относятся к турбинам обоих типов. Отличие газотурбинных установок от паротурбинных связано с различием параметров рабочего тела.

В схеме ГТУ непрерывного горения отсутствует клапанное распределение газа перед турбиной, поэтому в многоступенчатой газовой турбине отсутствует регулирующая ступень, т. е. проточная часть состоит из нерегулируемых ступеней.

Проектирование проточной части газовой турбины проще, чем паровой конденсационного типа, так как при умеренном начальном (см. табл. 3) и близком к атмосферному конечном давлении распределяемый теплоперепад на проточную часть газовой турбины меньше, что позволяет уменьшить количество ступеней. Форма проточной части значительно проще, так как из-за значительных объемных расходов газа в первых ступенях лопатки имеют большую высоту. От первой ступени к последней удельный объем газа возрастает всего в 5—15 раз, и увеличение высоты лопаток незначительно. В паровых турбинах конденсационного типа по мере расширения пара удельный объем в ступенях возрастает в 1000—2500 раз.

В газовой турбине отсутствуют отборы газа из промежуточных ступеней, что упрощает разбивку теплоперепада по ступеням.

Специфической особенностью турбин ГТУ является то, что 60—70% развиваемой мощности используется на привод компрессора и 30—40% отдается внешнему потребителю. Повышение к. п. д. газовой турбины на 1% приводит к увеличению мощности турбины на такую же величину и повышает полезную мощность приблизительно на 3%. Поэтому к отработке аэродинамики проточной части турбины предъявляются особенно жесткие требования.

Воздушный компрессор. В газотурбинных установках для сжатия воздуха применяют многоступенчатые компрессоры осевого или центробежного типа.

Осевой компрессор показан на рис. 81. Засасываемый осевым компрессором воздух проходит через входной патрубок 1, направляющий аппарат 4 и лопаточный аппарат ряда ступеней. Каждая ступень состоит из рабочих 5 и направляющих 6 лопаток. В них воздух сжимается за счет передачи механической энергии потоку воздуха от вращающихся лопаток.

Спрямляющий направляющий аппарат 8 придает потоку осевое направление. В диффузоре 9 продолжается преобразование кинетической энергии в потенциальную.

Наибольшее распространение в ГТУ получили осевые компрессоры, обеспечивающие расход воздуха, превышающий 100—200 м³/с. Максимальная степень повышения давления в одном корпусе $\sigma \leq 6 \div 8$. К. п. д. осевого компрессора составляет 88—90%. Обычно степень повышения давления в ступени $\sigma = p_3/p_1 < 1,35$, а газотурбинные двигатели нуждаются в значительно большем сжатии воздуха. Общая степень повышения давлений в многоступенчатом компрессоре равна произведению степеней повышения давлений отдельных ступеней:

$$\sigma_k = \sigma_1 \sigma_2 \sigma_3 \dots \sigma_n.$$

Треугольники скоростей в ступенях строят при равенстве проекций абсолютных скоростей на осевое направление

$$c_{1a} = c_{2a} = c_{3a}.$$

По уравнению неразрывности струи

$$Gv - f c_a = \text{const.}$$

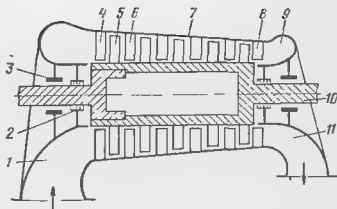


Рис. 81. Схема осевого многоступенчатого компрессора:

1 — входной патрубок, 2 — кошачьи уплотнения, 3 — подшипники, 4 — входной направляющий аппарат, 5 — рабочие лопатки, 6 — направляющие лопатки, 7 — корпус, 8 — спрямляющий аппарат, 9 — диффузор, 10 — ротор, 11 — выходной патрубок

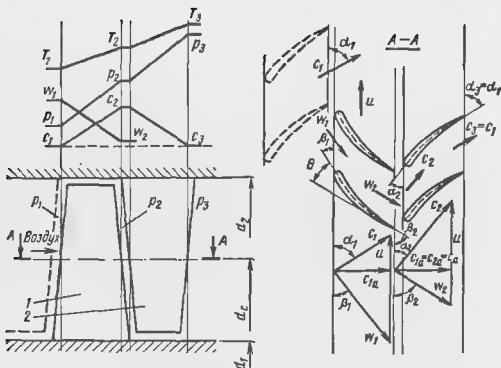


Рис. 82. Ступень осевого компрессора:

1 — рабочие лопатки, 2 — направляющие лопатки

Сохранить постоянство G и c_a по всем ступеням можно, уменьшив площадь поперечного сечения пропорционально снижению удельного объема воздуха по мере его движения от первой ступени к последней.

Преобразование энергии в ступени осевого компрессора. Ступень осевого компрессора по принципу действия можно рассматривать как обращенную ступень турбины. Если рабочее колесо турбины приводить во вращение в обратную сторону каким-либо двигателем (или турбиной), то происходит сжатие воздуха, который будет поступать из каналов рабочих в каналы направляющих лопаток. Треугольники скоростей в компрессорной и турбинной ступенях с соответствующей степенью реакции во многом аналогичны. В ступенях турбины и осевого компрессора (см. рис. 32) абсолютные скорости потока на входе c_0 и c_1 и выходе c_2 и c_3 имеют осевое направление. На рис. 82 изображена ступень осевого компрессора с $\rho = 0,5$, в которой применено предварительное закручивание потока перед рабочими лопатками по направлению вращения, т. е. $\alpha_1 < 90^\circ$.

Обозначения скоростей и углов те же, что и для ступени турбины: на входе в каналы рабочих лопаток — $c_1, w_1, \alpha_1, \beta_1$; на выходе из них — $w_2, c_2, \beta_2, \alpha_2$. Со скоростью c_2 поток под углом α_2 входит в каналы направляющих лопаток ступени и выходит из них с абсолютной скоростью c_3 под углом α_3 . При рассмотрении входа воздуха в рабочие лопатки данной ступени скорость c_3 предыдущей ступени обозначают c_1 , а угол α_3 через α_1 . Система

отсчета углов немного отличается от принятой в турбинах: углы между абсолютными скоростями c_1, c_2, c_3 и положительным направлением скорости u обозначают через $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$, а углы между относительными скоростями w_1, w_2 и отрицательным направлением скорости u — через β_1, β_2 .

Рабочие и направляющие лопатки компрессора образуют расширяющиеся каналы (диффузоры). При вращении ротора воздух входит в межлопаточные каналы с большей относительной скоростью w_1 . Так как канал расширяется, относительная скорость w_1 уменьшается до значения w_2 , а давление повышается от p_1 на входе до p_2 на выходе из рабочих лопаток. В расширяющихся каналах, образованных направляющими лопатками, происходит также преобразование кинетической энергии потока в потенциальную (скорость c_2 уменьшается до c_3), при этом давление от p_2 возрастает до значения p_3 .

Некоторые особенности процесса сжатия накладывают ряд ограничений при проектировании лопаточного аппарата компрессора. Величина относительной скорости $w_1 \leq (0,65 \div 0,85) a$, где a — местная скорость звука. Это ограничение связано с тем, что при обтекании профиля местные скорости значительно изменяются, при этом наибольшие скорости, превышающие скорость набегающего потока, возникают на выпуклой поверхности профиля лопаток в области наибольшей кривизны поверхности.

Звуковая скорость у выпуклой поверхности профиля возникает при дозвуковой скорости набегающего потока, что приводит к возникновению скачков уплотнений с переходом сверхзвукового течения в дозвуковое; происходят местные срывы потока с появлением вблизи профиля течений, направленных против основного потока. В конечном итоге резко увеличиваются потери и снижается к. п. д. ступени.

Ступень, в которой весь напор создается в рабочем колесе ($p = 1$, $L_{1н} = 0$, $L_{1к.ст} = L_{1р}$), называется реактивной (рис. 83, а). Направляющий аппарат в данной ступени выполняют постоянного сечения и он служит только для изменения направления потока. В такой ступени сравнительно большая скорость w_1 при входе в рабочее колесо и значительная диффузорность в каналах рабочих лопаток увеличивают потери.

Наиболее часто в практике встречаются ступени осевого компрессора с $p = 0,5$ и $p = 1$. При больших окружных скоростях (транспортные ГТУ) выбирают ступени с $p \approx 0,5$ (рис. 83, б). При малых окружных скоростях (стационарные ГТУ) ступени имеют $p \approx 1$, так как они лучше работают на переменных режимах. Кроме рассмотренных схем ступеней, применяются ступени с промежуточными значениями степени реакции.

Характеристика многоступенчатого осевого компрессора. Характеристика осевого компрессора — зависимость степени повышения давления σ и к. п. д. компрессора η_k от расхода воздуха G

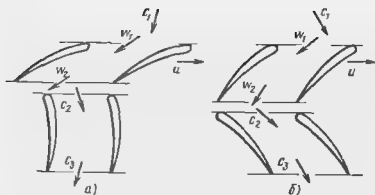


Рис. 83. Схемы ступеней компрессора:

$a - \rho = 1$, $b - \rho = 0,5$

(производительности компрессора) при заданной частоте вращения ротора n . Ее получают опытным или расчетным путем.

Для каждой частоты вращения ($n_1 > n_2 > n_3$ и т. д.) ротора компрессора получают максимальное значение к. п. д. и степени повышения давления при определенном (близком к расчетному) расходе воздуха G (рис. 84).

Уменьшение расхода воздуха ниже указанного значения при заданной частоте вращения n_1, n_2 и т. д. вызывает неустойчивую работу компрессора, называемую помпажом. При этом появляются пульсации воздуха, проходящего через компрессор, возникает вибрация лопа-

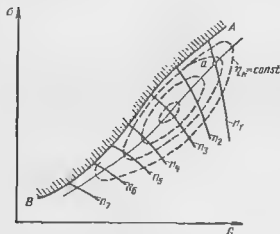
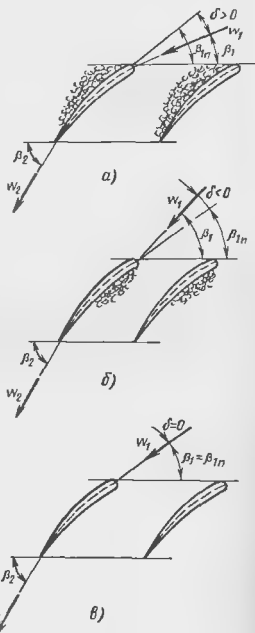


Рис. 84. Характеристики многоступенчатого осевого компрессора

AB — граница зоны помпажа

Рис. 85. Схемы обтекания лопаток рабочего колеса осевого компрессора при различных расходах воздуха при постоянной частоте вращения:

$a - \delta > 0$, $b - \delta < 0$, $в - \delta = 0$



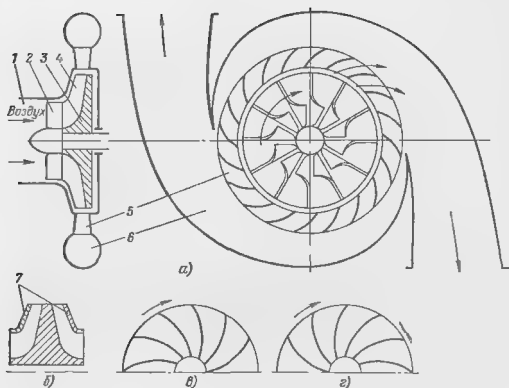


Рис. 86. Схема центробежного компрессора:

а — компрессор с односторонним входом и радиальными лопатками, *б* — рабочее колесо с двусторонним входом и покрывающими дисками *в* — лопатки, загнутые назад, *г* — лопатки, загнутые вперед

ток и компрессора. Чем меньше частота вращения ротора, тем меньше расход воздуха, при котором появляется помпаж. Работа газотурбинной установки в условиях помпажа недопустима. Если соединить точки начала помпажа на характеристиках при различных частотах вращения, то получим линию *AB*, которая называется границей помпажа. Справа от границы помпажа располагается область устойчивых, а слева — неустойчивых режимов работы компрессора.

Возникновение помпажа при уменьшении производительности компрессора объясняется тем, что при углах атаки $\delta > 0$ (рис. 85, *а*) происходит отрыв потока от выпуклой стороны профиля рабочих лопаток. При увеличении расхода воздуха и углах атаки $\delta < 0$ (рис. 85, *б*) помпаж не возникает, так как к вогнутой стороне поток воздуха прижимается по инерции.

Центробежный компрессор (рис. 86, *а*) Центробежный компрессор состоит из корпуса и рабочего колеса, основными деталями которого являются диск 3 с закрепленными на нем лопатками 4. При вращении рабочего колеса воздух, находящийся между лопатками, под действием центробежных сил перемещается от центра к периферии и сжимается, т. е. увеличивается напор и скорость потока. При выходе из колеса поток попадает в лопаточный или безлопаточный диффузор 5, а затем в выходной патрубок, выполненный в виде спирального диффузора (улитки) 6. В диффузорах 5 и 6 кинетическая энергия потока преобразуется в потенциальную.

На входе 1 в рабочее колесо устаивают неподвижный или вращающийся 2 направляющий аппарат для обеспечения равномерного поступления воздуха с минимальными потерями.

Рабочие колеса выполняют с покрывающим диском 7 (рис. 86, б) или без него (рис. 86, а). При больших расходах воздуха применяют колеса с двусторонним входом потока (рис. 86, б), что позволяет увеличить расход воздуха при относительно небольшом возрастании размеров и массы.

На рис. 86 приведены лопатки трех типов: а — радиальные, наиболее простые в изготовлении, которые допускают по условиям прочности наибольшую скорость вращения; в — загнутые назад, которые при равной окружной скорости обеспечивают больший к. п. д., но создают меньший напор; г — загнутые вперед, которые позволяют увеличить напор, однако к. п. д. компрессора получается относительно низким. Из всех рассмотренных колес наиболее часто применяют рабочие колеса с радиальными лопатками.

В улитках, разделенных на несколько частей (две—четыре), длина участка, которую проходит воздух от рабочего колеса до выхода из компрессора, меньше и на более эффективных и экономичных прямолинейных участках диффузоров, расположенных после улиток большее количество кинетической энергии преобразуется в потенциальную.

В центробежном компрессоре с односторонним входом расход воздуха $0,1 \leq G \leq 50 \text{ м}^3/\text{с}$. Степень повышения давления в одной ступени $\sigma = 3,5 \div 4$ при $\eta_k = 80 \div 82\%$. В двухступенчатых компрессорах $\sigma \approx 7$, но из-за многократных поворотов потока воздуха в проточной части $\eta_k = 75 \div 76\%$.

Центробежные компрессоры по сравнению с осевыми дешевле в изготовлении, прочнее, проще и менее чувствительны к загрязнениям. Их применяют в ГТУ малых мощностей, в которых применение осевых компрессоров из-за малой высоты лопаток неэкономично.

Для ГТУ средних мощностей (500—3000 кВт) с $\sigma = 5 \div 7$ иногда применяют комбинированный компрессор — многоступенчатый осевой с центробежной последней ступенью. При этом используют преимущества радиального диффузора: сокращение длины корпуса, удобство отвода воздуха к камерам сгорания и т. д.

Часть вторая

КОНСТРУКЦИЯ И ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИН

Глава ЭЛЕМЕНТЫ 6 СТАТОРА

§ 14 КОРПУСА ТУРБИН

Корпуса паровых турбин. В корпусе расположены пароподводящие и паропроводящие каналы, закреплены сопловые и направляющие аппараты, патрубки для промежуточных регулируемых и нерегулируемых отборов пара. Диафрагмы установлены непосредственно в цилиндре или в обоймах. Выпускной патрубок мощных конденсационных турбин имеет сложную конструкцию. Корпус сложной формы имеет фланцы горизонтального и вертикального разъемов. Температура и давление, меняющиеся по ходу пара, зависят от режимов работы турбины.

Конструкция корпуса определяется назначением и типом турбины, условиями ее работы, начальными и конечными параметрами пара, наличием промежуточных перегревов пара, технологическими возможностями его изготовления и т. д. В зависимости от параметров пара турбину делят на цилиндры высокого, среднего и низкого давлений (соответственно ЦВД, ЦСД и ЦНД).

Корпуса ЦВД и ЦСД делают максимально симметричными, простыми, жесткими и герметичными. У многих турбин имеются вертикальные разъемы. Их делают для упрощения отливки цилиндра и экономии легированного металла. Наличие вертикальных разъемов позволяет унифицировать различные части цилиндра для турбин разных мощностей и типов (конденсационных, с противодавлением, с регулируемыми отборами пара на теплофикацию и промышленные нужды), в основном для турбин с одинаковыми начальными параметрами пара. Соединение по вертикальным разъемам может быть болтовым или сварным.

В осевых турбинах с параметрами пара $p_0 = 35 \text{ кгс/см}^2$, $t_0 = 435^\circ \text{C}$ ЦВД отливают одностенными из низколегированной стали, а ЦНД из чугуна. Для упрощения отливки сопловую и паровую коробки изготавливают отдельно от цилиндра, а затем соединяют с ним (рис. 87).

Различные конструкции сопловых и паровых коробок турбин показаны на рис. 88. Они отличаются способом соединения.

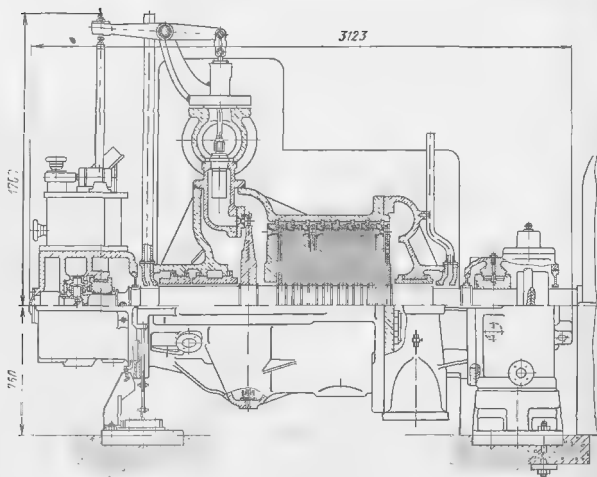


Рис. 87. Продольный разрез турбины Р-6-35/5

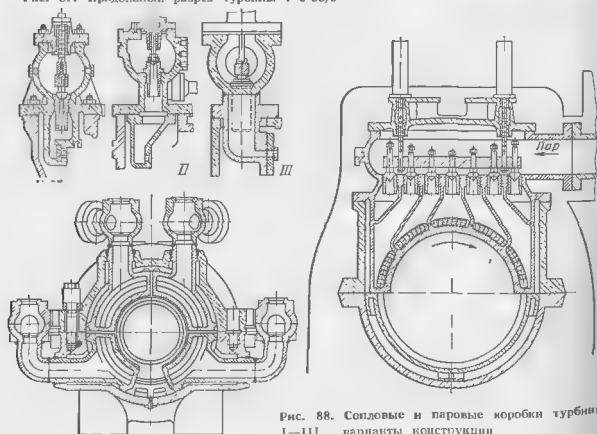


Рис. 88. Сопловые и паровые коробки турбины:
I—III варианты конструкции

Более сложно отливать паровую и сопловую коробки как одну деталь (рис. 88, I). Надежно работает сварное соединение деталей паровпуска с корпусом турбины (рис 88, III).

Плотность горизонтального разъема цилиндров таких турбин обеспечивается холодной затяжкой болтов и шпилек. Важно при конструировании цилиндров турбин обеспечить их жесткость.

Рассмотрим этот вопрос более подробно. После останова турбины нижняя часть корпуса охлаждается быстрее верхней из-за дополнительной отдачи теплоты через опорные лапы, трубопроводы отборов, дренажей и отсосов из уплотнений. Кроме того, вокруг горячего цилиндра образуются естественные воздушные потоки. Нагретый воздух поднимается вверх, а холодный омывает низ цилиндра. Иногда изоляция отстает от низа цилиндра и в ней могут появиться трещины в результате многократных нагреваний и остываний при пусках и остановах турбины, а также из-за вибрации.

Разность температур между верхней частью турбины и нижней приводит к прогибу цилиндра. Для разных турбин величина допустимой разности температур колеблется в пределах 25 - 50° С. Например, для цилиндра турбины К-200-130 (ЛМЗ) допускается разница в 35° С.

Прогиб цилиндра приводит к изменению радиальных зазоров и возможен задевания ротором уплотнений при пуске турбины. Если разность температур верхней и нижней частей корпуса выше величины, указанной в инструкции по обслуживанию, то пуск турбины не разрешается.

Приближению определить допустимый температурный перепад между верхней частью и нижней можно по формуле

$$\Delta t = \frac{8Nd}{\alpha L^2}, \quad (134)$$

где L , d , H — соответственно длина, средний диаметр и прогиб цилиндра; α — коэффициент линейного расширения металла.

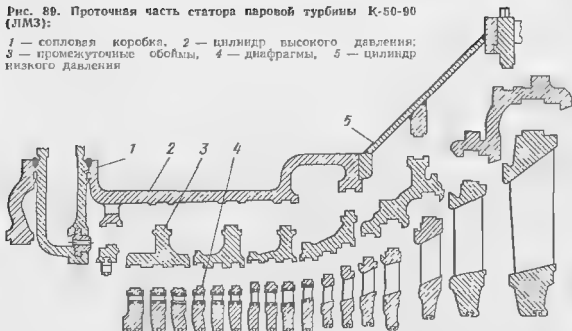
Из уравнения (134) следует, что с увеличением диаметра и уменьшением длины цилиндра повышается его жесткость. Длина цилиндра зависит от количества ступеней, их осевых размеров и от размеров концевых уплотнений. Длина концевых уплотнений определяется их конструкцией и давлением пара перед ними, так как степень дросселирования находится в прямой зависимости от числа уплотнительных гребней.

Для получения отношения d/L^2 , соответствующего минимальному прогибу, увеличивают средний диаметр цилиндра, устанавливая диафрагмы в обоймах (рис. 89). Такое конструктивное решение, кроме увеличения жесткости корпуса, упрощает его конфигурацию, приближает форму к цилиндрической, при этом выравнивается масса металла цилиндра.

В одну обойму устанавливают диафрагмы нескольких ступеней, в которых общий теплоперепад небольшой, а значит и изменения температур и давлений небольшие.

Рис. 89. Проточная часть статора паровой турбины К-50-90 (ЛМЗ):

1 — сопловая коробка, 2 — цилиндр высокого давления; 3 — промежуточные обоймы, 4 — диафрагмы, 5 — цилиндр низкого давления



Обоймы диафрагм омываются со всех сторон паром и не имеют массивных фланцев горизонтального разреза, вследствие чего они прогреваются быстрее цилиндра. Обычно их выполняют литыми. Способ их установки в корпус подобен способу установки диафрагм в обоймы или в цилиндр (см. § 15). Обоймы в корпусе устанавливают так, чтобы они могли свободно расширяться в осевом и радиальном направлениях, что способствует выравниванию температур с малым изменением осевых зазоров между ротором и диафрагмами турбины. Применение промежуточных обойм создает возможность унифицировать корпуса или их части, а также диафрагмы паровых турбин различных мощностей и типов с одинаковыми, а иногда с различными начальными параметрами пара.

На начальные параметры пара $p_0 = 90 \text{ кгс/см}^2$, $t_0 = 500^\circ \text{C}$ и даже несколько выше изготовляют турбины с одностенным корпусом. Цилиндры высокого давления этих турбин имеют довольно толстые стенки, сравнительно небольшие габаритные размеры, массивные фланцы горизонтального разреза с крепежными деталями больших диаметров. При прогреве таких турбин в стенках корпуса могут возникнуть высокие температурные напряжения, значения которых увеличиваются в местах концентрации напряжений, обусловленных сложностью формы корпуса.

Наиболее опасными зонами в отношении температурных напряжений являются несимметричные части турбины, подверженные воздействию высоких и наиболее резко меняющихся температур. К таким зонам в первую очередь относятся сопловые камеры. Изменение температур стенок сопловых камер происходит в результате изменения температур свежего пара или при поступлении в сопловую камеру при открытии клапана пара, имеющего температуру, отличную от температуры камеры. Кроме того, скорости пара довольно велики и коэффициент теплоотдачи от пара

к внутренней поверхности сопловой камеры высок. К тому же относительно сложная форма сопловой камеры неизбежно вызывает концентрацию напряжений.

На рис. 88 показан поперечный разрез по паровпуску, типичной конструкции турбины ЛМЗ с начальными параметрами пара $p_0 = 90$ кгс/см², $t_0 = 500^\circ$ С. Паровые и сопловые коробки и корпус отлиты отдельно, а затем сварены. Тонкие стенки сопловых коробок, непосредственно не связанные одна с другой и с массивным корпусом, в случае неравномерного прогрева деформируются незначительно. Относительно цилиндра турбины сопловые коробки в осевом направлении фиксируются шпонками, которые являются направляющими при расширении коробок по окружности и в радиальном направлении.

Изготовление корпусов ЦВД мощных турбин с повышенными начальными параметрами пара связано с проблемой фланцевого соединения горизонтального разъема. С ростом параметров пара на фланцевое соединение действуют значительные нагрузки от давления пара, а при высоких температурах допускаемые напряжения в крепежных деталях становятся низкими.

Для удобства затяжки применяют шпильки с гайками с обеих сторон. В местах, где это осуществить конструктивно невозможно, например из-за близко расположенных трубопроводов, шпильки вворачивают в нижний фланец. Иногда под гайки шпилек (см. рис. 90, а) устанавливают высокие втулки, которые увеличивают длину шпильки, вследствие чего уменьшаются теплонпряжения в шпильках, возникающие за счет разности температур между фланцем и шпилькой при прогреве турбины. При этом относительное удлинение шпильки находится в пределах упругости материала.

Плотность горизонтального разъема цилиндров высокого давления достигается горячей затяжкой шпилек большого диаметра (примерно 52 мм), так как холодная затяжка весьма затруднительна. В шпильках в результате затяжки должно быть создано начальное напряжение, достигающее 3000–4000 кгс/см².

Для нагрева в шпильках и колпачковых гайках в зависимости от их диаметра, длины и материала рассверливают центральные отверстия диаметром 18–30 мм. Для нагрева шпилек используют нагреватели: карборундовые, трубчатые, радиационные, воздушные, газовые эжекторного типа и т. д. При этом быстро и равномерно прогревают шпильки без значительного нагрева фланцев.

Вначале производят холодную затяжку шпилек для приведения поверхностей фланцев до контакта. Затем шпильку прогревают до тех пор, пока можно будет легко повернуть гайку на определенный угол. Горячая затяжка шпилек способствует сборке и разборке соединения без заедания в резьбе, и при ней в шпильке не возникают напряжения кручения. Кроме угла поворота гайки (наиболее распространенного метода контроля затяжки шпилек), замеряют также удлинение шпильки. Это особенно важно для флан-

цевых соединений ЦВД турбин с высокими начальными параметрами пара.

Для устранения заеданий в резьбовом соединении при затяжке и разборке для шпилек и гаек применяют материалы различной твердости; крупные резьбы и гарантированный зазор, в котором имеется слой смазки (графито-медистой или серинсто-молибденовой). Горизонтальные разъемы цилиндров турбин собирают на специальных мастиках или натирают сухим графитом.

Для уменьшения относительного расширения ротора и статора, т. е. уменьшения изменения осевых зазоров в проточной части, что благоприятствует ускоренному пуску турбин, применяют обогрев фланцев и шпилек. Он способствует также сведению к минимуму разности температур по ширине фланцев горизонтального разъема и между фланцами и шпильками в турбинах повышенных параметров пара. Например, в турбинах К-200-130 (ЛМЗ) допускают разность температур между шпилькой и фланцем 20°C , а по ширине фланцев с применением обогрева — до 50°C , без обогрева — до 120°C .

На рис. 90 приведены некоторые конструкции устройств для обогрева фланцев и шпилек. Фланцы можно прогревать паром, проходящим по пазу горизонтального разъема, изнутри (рис. 90, а, б) или снаружи (рис. 90, б, в). Шпильки прогревают паром снаружи (рис. 90, а, б) или через центральное отверстие (рис. 90, в). На обогрев поступает дросселированный пар.

При параметрах пара выше $p_0 = 90 \text{ кгс/см}^2$, $t_0 = 500^{\circ}\text{C}$ толщина стенок, размеры фланцев и шпилек не позволяют обеспечить плотность горизонтального разъема и теплоэластичность конструкции цилиндра. Под теплоэластичной конструкцией турбины понимается такая конструкция, при которой детали ротора и статора прогреваются или охлаждаются без заметного их относительного расширения, т. е. без заметного изменения аксиальных и радиальных зазоров между ними, определяющих безаварийность пуска и останова.

Основное условие пуска турбины, теплового равновесия между цилиндром и сочлененным с ним ротором можно выразить зависимостью

$$\alpha_{\text{ц}} = \frac{G_{\text{ц}}}{\delta_{\text{р}}} \alpha_{\text{р}},$$

где $\alpha_{\text{ц}}$ — среднее значение коэффициента теплоотдачи от пара к внутренней поверхности цилиндра; $\alpha_{\text{р}}$ — то же, но от пара к ротору; $\delta_{\text{ц}} = G_{\text{ц}}/F_{\text{ц}}\rho$ — эквивалентная толщина стенки цилиндра, получаемая как частное от деления массы цилиндра на площадь, омываемую паром, и на плотность металла цилиндра; $\delta_{\text{р}} = G_{\text{р}}/F_{\text{р}}\rho$ — эквивалентная толщина ротора, определяемая аналогично.

Обычно $\delta_{\text{ц}} = (2 \div 3) \delta_{\text{р}}$, поэтому требуются дополнительные конструктивные мероприятия, кроме описанных выше (примене-

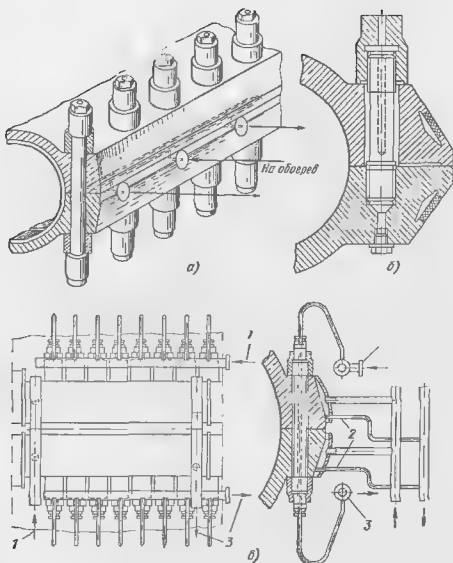


Рис. 90. Обогрев фланцев и шпилек горизонтального разъема паровых турбин:

а — внутренний, б — смешанный, в — наружный, 1 — подвод пара, 2 — дренаж, 3 — отвод пара

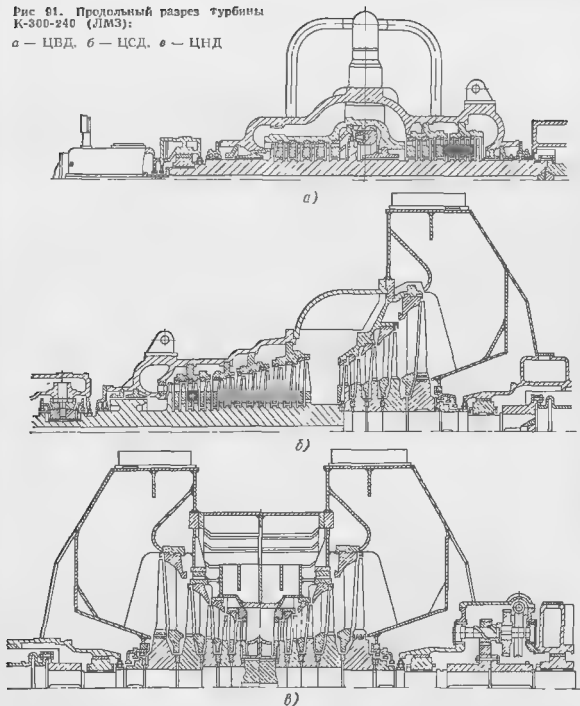
ние промежуточных обоев, обогрев фланцев и шпилек и др.), для получения необходимого теплового равновесия между ротором и статором турбины повышенных начальных параметров пара.

Перечисленные проблемы в достаточной мере решают применением двухстенного цилиндра высокого давления (рис. 91). При этом уменьшается перепад давлений на каждую из стенок, тем самым легче обеспечивается плотность соединения горизонтальных разъемов внутреннего и наружного цилиндров; уменьшается перепад температур на каждую из стенок; улучшаются условия прогрева; понижается стоимость конструкции.

Внутренний цилиндр не всегда выполняют по всей длине наружного, его длина определяется зоной высоких температур и давления пара. После расширения в нескольких ступенях параметры пара становятся приемлемыми для одностенной конструкции.

Рис 81. Продольный разрез турбины
К-300-240 (ЛМЗ):

а — ЦВД, б — ЦСД, в — ЦНД



В пространстве между внутренним и наружным цилиндром находится пар, расширившийся в ступенях, размещенных во внутреннем цилиндре. Таким образом внешний цилиндр находится под воздействием пара со средними значениями температуры и давления, что дает возможность изготавливать наружный цилиндр из низколегированной стали.

Большой эффект быстрого прогрева ЦВД и охлаждения (отработавшим в первых ступенях более холодным паром) паровпускных патрубков и внутреннего цилиндра достигается перемещением большого количества пара в зазоре между внутренним и

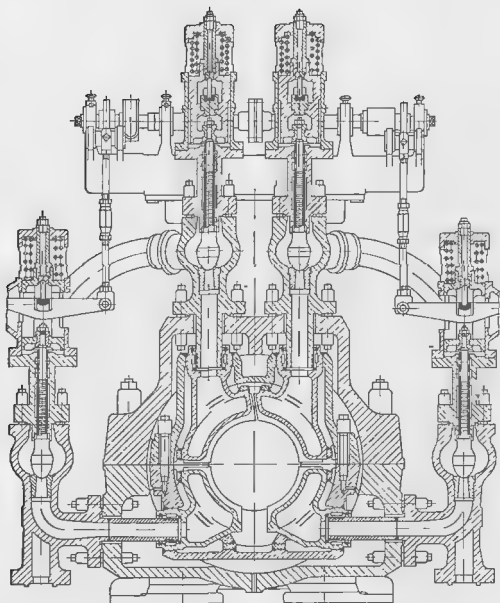


Рис. 92. Поперечный разрез по регулиющим клапанам и сопловым сегментам турбины К-150-170 (ЛМЗ)

наружным цилиндрами. Пар к ЦВД в турбине К-300-240 (ЛМЗ) подводится в средней части цилиндра и расширяется в левой группе ступеней, расположенных во внутреннем цилиндре (рис. 91). Затем поток делает поворот на 180° , проходит пространство между внутренним и наружным цилиндрами, омывает паровпускные патрубки и расширяется в правой группе ступеней. Иногда после промежуточного перегрева делают также двухстенный цилиндр, например, в турбине К-300-240 (ХТГЗ).

В конструкциях с двухстенным цилиндром усложняется подвод пара к соплам регулирующей ступени, расположенным во внутреннем цилиндре. Паровые коробки с клапанами крепят к внешнему цилиндру жестко фланцевым соединением (рис. 92). Сопловые коробки выполнены тонкостенными, отдельными для

каждого клапана, имеющими свободу теплового расширения в радиальном направлении вдоль шпонок, фиксирующих их положение в осевом направлении. Жесткое соединение сопловых коробок с внутренним цилиндром может быть как фланцевым, так и сварным.

Пар от клапанов к сопловым коробкам подводится через патрубки, приваренные с одной стороны к фланцам паровых коробок, а с другой — свободно входящие в расточки сопловых коробок. Уплотнение в месте подвода пара выполнено в виде поршневых колец, размещенных в пазах патрубков, поэтому патрубки при тепловом расширении могут перемещаться относительно сопловых коробок. Неподвижная точка связи внутреннего и наружного корпусов во всех двухстенных конструкциях находится в плоскости осей патрубков подвода пара к сопловым камерам первой ступени.

Во многих конструкциях принято паровые коробки регулирующих клапанов располагать на корпусе, этим создается компактная конструкция, снижается превышение частоты вращения ротора при внезапном уменьшения нагрузки.

Стопорные клапаны располагают симметрично вблизи турбины; если стопорный клапан один, то его размещают впереди по оси турбины. Паропроводы от стопорных клапанов к регулирующим делают максимально гибкими, для чего им придают U-образную форму. Симметричное расположение их уменьшает термические напряжения. Таким образом, на турбину почти не действуют напряжения, возникающие в паропроводах.

С ростом начальных параметров пара и мощности турбин паровые коробки стали располагать вблизи турбины на отдельных фундаментных опорах. Это позволило упростить отливку цилиндра и облегчить его ремонт.

На входе пара после вторичного перегрева в ЦСД установлены отсечные клапаны для мгновенного прекращения пуска пара в аварийных случаях. С помощью регулирующих клапанов, расположенных перед ЦСД турбин с промежуточным перегревом пара, поддерживается частота вращения холостого хода после резкого уменьшения нагрузки (отключения генератора), т. е. предотвращается разгон турбины из-за большого количества пара, аккумулярованного в контуре промежуточного перегрева.

В конструкции, показанной на рис. 93, отсутствуют вставные сопловые коробки. При пуске турбины и доведении нагрузки до $0,7N_n$ пар поступает одновременно к двум патрубкам в верхней и нижней половинах внутреннего цилиндра, затем расходится по полуокружности и поступает к двум сегментам сопл, расположенных у разъема. При повышении нагрузки турбины до $0,85N_n$ пар подается и через третий патрубок к нижнему сегменту сопл, а при N_n — через все четыре патрубка. Такая конструкция проста, она позволяет довести степень парциальности регулирующей ступени до 90 % вместо обычных 60—70 % и уменьшить попереч-

ные размеры ЦВД и толщину его стенок и обеспечить равномерный прогрев паровпускного тракта и внутреннего цилиндра по всей окружности при любом режиме работы турбины, что особенно важно для эксплуатации.

Корпуса ЦНД в мощных паровых турбинах выполняют одно- и двухпоточными. Температура пара при эксплуатации турбины в ЦНД изменяется приблизительно от 100 до 210° С на входе и до 25—30° С на выходе. Для понижения температуры пара в выпускном патрубке и поддержания ее на уровне 65—70° С при холостом ходе турбины обычно впрыскивают конденсат с помощью специальных устройств в перепускной ресивер или в корпус ЦНД.

По форме корпуса ЦНД (рис. 91 и 94) представляют собой крупногабаритные конструкции коробчатого типа, сваренные из большого количества листов толщиной 16—24 мм, ребер, фланцев и других деталей из низкоуглеродистой стали. Жесткость конструкции обеспечивается внутренними перегородками и внешним оребрением. Расположением внутренних перегородок и ребер в выпускных частях ЦНД должна обеспечиваться такая жесткость, при которой в случае расточки, монтажа и демонтажа каждой половины искажение формы цилиндра будет пренебрежимо мало.

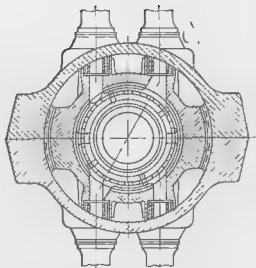


Рис. 93. Общий вид сечений по паровпуску ЦВД турбины К-300-240 (ХТГЗ)

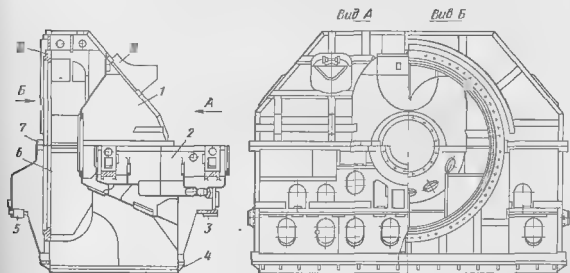


Рис. 94. Задняя часть корпуса турбины К-50-80 (ЛМЗ):

1 — верхняя часть корпуса, 2 — лодыжник, 3, 5 — опоры, 4 — выпускной патрубок, 6 — нижняя часть корпуса, 7 — фланец горизонтального разреза, 8 — фланец вертикального разреза, 9 — атмосферный клапан

При эксплуатации жесткость цилиндра должна быть такой, чтобы под действием разности атмосферного давления и разрежения в выпускном патрубке ($0,03\text{--}0,05\text{ кгс/см}^2$) корпус ЦНД не прогибался. Внутреннее очертание, размеры выпускных патрубков, расположение ребер и их изгиб в ЦНД должны улучшать организацию потока при его повороте к конденсатору. Двухпоточные ЦНД часто выполняют составными; к средней чугуновой литой или стальной сварной части с двух сторон присоединяют с помощью болтов сварные выпускные патрубки.

Стальные корпуса подшипников турбины и генераторов ввиду их сложной формы и относительно малых размеров выполняют частично или полностью литыми. К выпускным частям ЦНД корпуса приваривают с помощью наружных ребер.

Подшипники должны быть жесткими, и сварку их с выпускными частями ЦНД выполняют так, чтобы нагрузка на них не вызывала заметной деформации цилиндра. Температура пара на выпуске не поднимается выше 70°C , поэтому сварное соединение корпусов подшипников с цилиндром не нарушает работу подшипников.

Корпуса осевых компрессоров и газовых турбин. На рис. 95 представлен продольный разрез газотурбинной установки мощностью 10^4 кВт . Для повышения к. п. д. ГТУ применен регенератор (см. рис. 78, б).

В газотурбинной установке при начальной температуре газов 750°C перед турбиной применена характерная для НЗЛ конструкция воздушного охлаждения дисков и хвостовой части лопаток (см. § 18).

В схеме ГТУ, показанной на рис. 96, имеются одна ступень промежуточного охлаждения воздуха и одна ступень промежуточного подогрева газа. Установка работает при пиковых нагрузках в энергосистемах, поэтому схема выполнена без регенерации теплоты. При номинальном режиме $\eta_{\text{ГТУ}} = 27\%$. В газотурбинном двигателе применена двухвальная схема. Мощность трехступенчатой газовой турбины высокого давления затрачивается на привод компрессора высокого давления, а турбины низкого давления — на привод компрессора низкого давления и электрогенератора. На рис. 96 охладитель для промежуточного охлаждения воздуха не показан.

Перед каждой турбиной расположены 12 камер сгорания, после которых газ попадает в кольцевую камеру, а затем в газовую турбину. Компрессор высокого давления, обе газовые турбины и камеры сгорания имеют один общий корпус. При такой конструкции промежуточные опорные подшипники размещены внутри корпуса. Для создания нормальных условий работы подшипников имеется теплоизоляция и обдувка воздухом корпуса подшипников. Корпус компрессора (рис. 95, вкладка) литой с горизонтальным и вертикальным разъемом. Направляющие лопатки закреплены непосредственно в корпусе. За проточной частью

компрессора расположен радиальный диффузор, переходящий в выпускной патрубок.

В компрессорах (рис. 96, вкладка) направляющие лопатки набраны в обоймы, что позволяет упростить конструкцию корпусов и сварить их с литыми выпускными патрубками.

Конструирование и изготовление корпусов осевого компрессора для стационарных ГТУ не представляет особых трудностей, так как давление воздуха относительно невелико, температура на выходе не превышает $250\text{--}300^\circ\text{C}$ и диаметр корпуса компрессора даже в самых мощных ГТУ меньше 2 м. Подобные корпуса уже давно освоены в турбостроении. Требования, предъявляемые к ним, сводятся к простоте конструкции и технологии изготовления, герметичности, жесткости и прочности.

Корпуса подшипников отлиты вместе с корпусом компрессора или приварены к нему (как и в турбинах) в том случае, когда температура воздуха ниже 70°C , или выполнены отдельно при температуре воздуха больше 70°C .

К корпусам газовых турбин кроме перечисленных требований предъявляют требования, определяемые конструкцией проточной части, параметрами газа и условиями эксплуатации.

Небольшое число ступеней в газовых турбинах обуславливает малые осевые размеры корпусов. Относительно низкое давление газа определяет небольшую толщину стенок корпуса и фланцев горизонтального и вертикального разъемов (по сравнению с корпусами паровых турбин). При высокой температуре газа необходимо применять аустенитные стали. Широко используются системы охлаждения корпуса с наружной или внутренней стороны воздухом, поступающим из компрессора.

В газовых турбинах, рассчитанных на быстрый пуск, наиболее часто применяются одностенные корпуса с сегментными вставками. Для обеспечения свободы расширения между сегментными вставками в тангенциальном направлении должен быть зазор.

На рис. 97 показана часть корпуса турбины с сегментными вставками и системой воздушного охлаждения. Сегменты 2, объединяющие по четыре направляющие лопатки 1, закреплены Т-образным соединением в ножках обоймы 3. Через отверстия *a* в ножках обоймы 3 проходит охлаждающий воздух из компрессора. Корпус турбины 4, в свою очередь, охлаждается низкотемпературным воздухом из шестой ступени компрессора. При данной двухпоточной системе охлаждения сегменты 2 выполняют из жаропрочной стали, обойму 3 и корпус 4 — из перлитной стали.

В корпусах ГТ с системой охлаждения применяют тонкостенные внутренние оболочки (см. рис. 96). Горячие газы омывают внутреннюю поверхность тонкостенной оболочки, поэтому ее выполняют из жаропрочной стали. Пространство между оболочкой и наружным корпусом заполнено изоляцией; по каналам проходит охлаждающий воздух от компрессора. Таким образом, теплота от внутренней оболочки не передается к наружному корпусу;

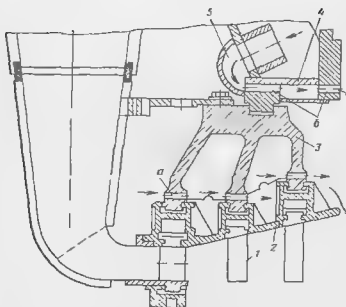


Рис. 97. Подвеска сегментов в турбине высокого давления установки ГТ-6-750:

а — отверстия в ножках обоймы, *б* — отверстия в зубце и фланце внешнего корпуса, *1* — направляющие лопатки, *2* — сегменты, *3* — обоймы, *4* — стенка корпуса, *5* — камера низкого давления воздуха

в результате он при всех режимах работы остается относительно холодным.

Тепловые расширения статора турбины. Крепление цилиндров с корпусами подшипников и фундаментными

рамами должно обеспечивать свободу теплового расширения цилиндров и стоек подшипников в осевом и радиальном направлениях, а также сохранять постоянно взаимное положение осей расточек цилиндров турбины и корпусов подшипников.

Величины теплового расширения турбины и ее деталей различны и находятся в прямой зависимости от температур пара и размеров цилиндров турбины. Интервал основного осевого теплового расширения с повышением начальных параметров пара и мощностей турбин увеличился до 50 мм.

В конденсационных одноцилиндровых турбинах (рис. 98, *а*) часть низкого давления турбины боковыми лапами опирается на поперечную фундаментную плиту (раму). Неподвижная точка турбины определяется пересечением поперечных *1* и продольной *2* (осевой) шпонок и находится на оси турбины под задним подшипником. Такое расположение неподвижной точки исключает возникновение дополнительных напряжений в генераторе, массивном выпускном патрубке и конденсаторе при тепловом расширении турбины. Неподвижная точка на оси турбины обеспечивает равномерное расширение турбины во все стороны. При этом тепловое расширение части низкого давления турбины происходит в направлении части высокого давления.

Часть высокого давления турбины двумя боковыми лапами, являющимися продолжением фланца горизонтального разреза нижней половины, опирается на стойку переднего подшипника. Шпонки *4* фиксируют положение цилиндра в осевом направлении и в то же время являются направляющими в поперечном. Для расширения цилиндра относительно стойки переднего подшипника в вертикальном направлении установлены шпонки *3*, расположенные в вертикальной плоскости турбины.

Крепление стойки переднего подшипника к фундаментной раме выполняют подвижным в осевом направлении, для чего обычно

устанавливают две шпонки 5, расположенные в вертикальной плоскости по оси турбины. Поверхности скольжения (сопряжения) корпуса подшипника и фундаментной рамы при монтаже протирают серебрястым графитом.

В конденсационных турбинах корпус заднего подшипника отливают как целое с нижней половиной выпускного патрубка или приваривают к нему (в сварной конструкции ЦНД). Последнее возможно в результате того, что температура выпускной части ЦНД почти такая же, как и у подшипника.

В турбинах с противодавлением температура пара, а значит и цилиндра, намного превышает температуру корпуса подшипника. Поэтому корпус турбины и стойки заднего подшипника соединяют при помощи лап (рис. 98, б). Между направляющими поверхностями осевых 2 и 5 и поперечных 1 и 4 шпонок и их пазами в стойках подшипников (по бокам) имеются зазоры 0,02–0,03 мм на сторону; для предупреждения касания этих шпонок по верху делают зазоры в 0,5–1 мм. Чтобы стойка подшипника не отрывалась от фундаментной плиты, ее крепят с помощью дистанционных болтов 6 или зажимов с зазором 0,05–0,06 мм.

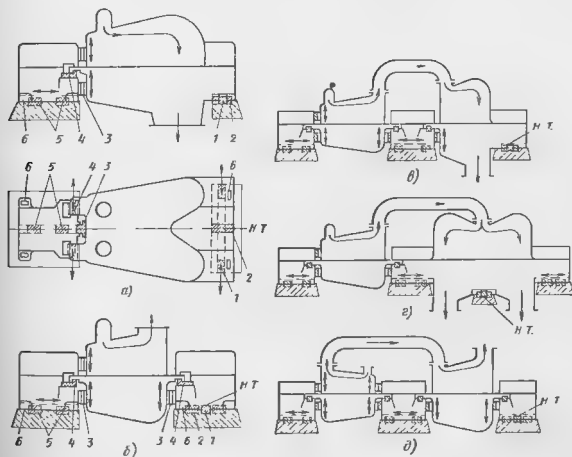


Рис. 98. Схемы крепления корпусов:

а, в, г — конденсационные турбины, б, д — турбины с противодавлением: 1, 4 — поперечные шпонки, 2, 5 — осевые шпонки, 3 — вертикальные шпонки, 6 — подвижные болтовые соединения, НТ — неподвижные точки

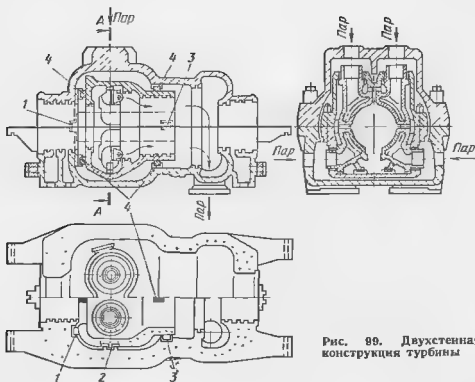


Рис. 99. Двухстенная конструкция турбины

Многоцилиндровые турбины, показанные на рис. 98, в, г, д, можно рассматривать как сложную турбину, состоящую из турбин с противодавлением и конденсационной. Поэтому все изложенное выше о креплении цилиндров к корпусам подшипников и фундаментным рамам в равной мере относится и к многоцилиндровым турбинам.

В двухпоточных ЦНД (рис. 98, г) неподвижная точка располагается вблизи впуска пара.

В конструкциях турбин с двухстенным цилиндром применяется типовое крепление внутреннего цилиндра в наружном. Нижнюю половину внутреннего цилиндра помещают в нижнюю половину наружного, установленного на лапах 1 и 3 (рис. 99), которые являются продолжением фланца горизонтального разреза. Эти лапы одновременно служат шпонками, допускающими относительные поперечное и осевое перемещение деталей в плоскости горизонтального разреза.

Неподвижность в осевом направлении плоскости, которая проходит через оси патрубков, подводящих пар к сопловым коробкам, и перпендикулярна к оси турбины, обеспечивается шпоночным соединением 2. Внутренний корпус фиксируется по отношению к наружному в осевом направлении. Радиальное расширение корпуса возможно при зазорах не менее 1,5—2 мм, которые назначают исходя из возможной максимальной разности температур между цилиндрами, их коэффициентов линейного расширения и расстояния от стенок до оси турбины.

Вертикальные и осевые шпонки 4, расположенные в вертикальной плоскости по оси турбины, фиксируют внутренний ци-

цилиндр по отношению к наружному в этой плоскости и обеспечивают возможность относительного теплового расширения цилиндров в осевом и радиальном направлениях.

Неподвижная точка внутреннего цилиндра расположена в плоскости, проходящей через оси пароподводящих патрубков к сопловым коробкам, и совпадает с осью турбины. Небольшое несовпадение неподвижной точки с осью расточек наружного цилиндра турбины возможно (до 0,05 мм) за счет толщины лап (шпонок) при тепловых расширениях.

Расчет цилиндров. Расчет цилиндров состоит из расчета стенок и фланцевых соединений.

Рассмотрим приближенный, наиболее простой метод расчета, широко применяемый на турбостроительных заводах.

Расчет стенок проводят по формуле для тонкостенных сосудов (без учета наличия фланцев, ребер жесткости и т. п.)

$$\delta = \frac{pD}{2\sigma_{\text{доп}}},$$

где D — внутренний диаметр цилиндра, см; δ — толщина стенки, см; $\sigma_{\text{доп}}$ — допускаемое напряжение, кг/см² (см. табл. 1 приложения); p — разность давлений по обе стороны стенки в определенном месте цилиндра, кгс/см².

Толщину стенки δ , получаемую по расчету, берут большей величины в соответствии с технологическими требованиями для получения качественного литья.

При расчете фланцев и шпилек определяют усилие затяжки и диаметр шпилек, а также размеры фланцев. На фланцевое соединение действует внутреннее давление p , стремящееся оторвать один фланец от другого (рис. 100, а).

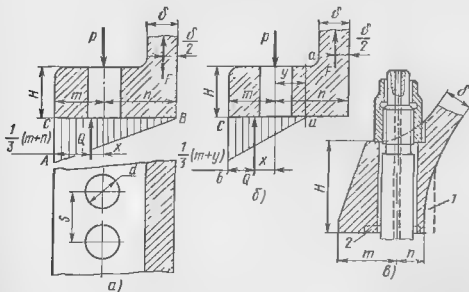


Рис. 100. Эскиз к расчету фланца горизонтального разреза цилиндра: а — без изгиба; б — с изгибом; в — фланец ЦВД турбины высоких параметров пара; 1 — внутренний прилив; 2 — разгрузочная наплавка

Сила, действующая на шпильку, определяется по уравнению

$$F = \frac{pDs}{2}, \quad (135)$$

где p — избыточное давление, кгс/см²; s — шаг шпилек по длине цилиндра, см.

Силу F можно считать приложенной к середине толщины стенки корпуса. Усилие затяжки шпильки P обеспечивает плотность фланцевого соединения; при достаточной толщине фланцев оно создает на поверхности соприкосновения фланцев давление q , распределенное по линейному закону.

Предположим, что усилие P при данной силе F обеспечивает плотность соединения, и фланец не изгибается. Эпюра давлений на поверхности соприкосновения фланцев имеет вид треугольника ABC (рис. 100, а). В точке B усилие равно нулю, а в точке C оно имеет максимальное значение. Равнодействующая Q сил реакции q приложена в центре тяжести треугольника на расстоянии $(m + n)/3$ от края фланца. Составим уравнение перерезывающих сил $P = Q + F$ и изгибающих моментов относительно оси действия силы затяжки шпильки $Qx = (n - \delta/2) F$.

В этих уравнениях неизвестными являются силы P и Q . Решая систему уравнений относительно силы P , получим

$$P = F \left(1 + \frac{n - \delta/2}{x} \right),$$

$$\text{где } x = m - \frac{m + n}{3} = \frac{2m - n}{3}.$$

Отношение усилия затяжки шпильки к усилию, вызванному внутренним давлением и действующему на нее, называется коэффициентом затяжки:

$$K_3 = \frac{P}{F} = 1 + \frac{n - \delta/2}{x} = 1 + \frac{n - \delta/2}{\frac{2m - n}{3}} = \frac{4m + 4n - 3\delta}{4m - 2n}. \quad (136)$$

Из анализа этого уравнения следует, что коэффициент затяжки $K_3 > 1$, т. е. сила затяжки шпильки P всегда больше усилия F . Рассмотрим два частных случая: коэффициент затяжки $K_3 = 2,5$ при $m : n = \delta$ и $K_3 = 1,5$ при $m = 2n = 2\delta$.

Уменьшить усилие затяжки P , а следовательно, диаметр шпильки можно несколькими путями.

1. Уменьшением расстояния n от оси шпильки до внутренней поверхности цилиндра. В цилиндрах турбины (рис. 100, в) минимальное значение $n = 0,5 d + (30 \div 40)$ мм, где d — диаметр отверстия под шпильку во фланце. Уменьшить размер n можно, увеличив высоту фланца H местной подрезкой стенки цилиндра под колпачковую гайку (рис. 100, в).

2. Увеличением ширины фланца, т. е. размера m . Ширину фланца обычно находят из уравнения $m + n = (2 \div 3,5) n$ или $m = (1 \div 2,5) n$.

3. Уменьшением шага s , так как при этом уменьшается усилие F [см. уравнение (135)], а следовательно, и P . Допустимая величина шага $s = (1,5 \div 1,7) d$. Наружный диаметр шпильки $d_n = d - 5$ мм.

4. Уменьшением поверхности соприкосновения фланцев (рис. 100, б).

5. Применением фланца с внутренним приливом (рис. 100, в).

6. Выполнением на поверхности соприкосновения фланцев разгрузочной канавки 2 (рис. 100, е).

Растягивающее напряжение в шпильке

$$\sigma_{ш} = \frac{P}{f_{ш}} = \frac{K_s F}{f_{ш}}, \quad (137)$$

где $f_{ш} = \pi d_{ш}^2 / 4$ — для шпильки, имеющей сплошное сечение с внутренним диаметром $d_{ш}$ резьбы или диаметром проточки под резьбу, $f_{ш} = (\pi/4) (d_{ш}^2 - d_0^2)$ — для шпильки с центральным отверстием для прогрева при горячей затяжке; $d_0 = 18 \div 30$ мм, в зависимости от диаметра, длины шпильки и материала, из которого она изготовлена.

В уравнение (137) вместо $\sigma_{ш}$ при отсутствии релаксации напряжений подставляют $\sigma_{доп}$, а при наличии релаксации напряжений — остаточное напряжение σ_k в шпильке в конце заданного срока службы, до перетяжки (табл. 8).

При соединении фланцев стремятся увеличить время до перетяжки крепежных деталей, которую обычно проводят через 10 тыс. ч работы турбины; если это возможно, то перетяжку проводят через два года эксплуатации, т. е. практически через 15 тыс. ч работы.

Полученные размеры фланцев и шпилек из условия обеспечения плотности разъема необходимо проверить на прочность.

Таблица 8

Релаксационная стойкость сталей и сплавов, применяемых для изготовления крепежных деталей

Параметры	35ХМ		25Х2М1Ф		ХМ70ВМЮТ		ХН35ВТ	
Рабочая температура, °С	400		525	550	565	600	650	
Напряжение затяга, кгс/мм ²	25	35	30		30		15	20
Остаточное напряжение (в кгс/мм ²) за время, ч:								
3 000	8,4	10,9	15,5	11,0	28,0	26,5	12,1	15,6
5 000	7,7	9,8	—	—	—	—	11,8	14,9
8 000	—	—	13,5	8,0	—	—	11,5	14,3
10 000	6,4	8,2	12,8	7,0	27,0	26,0	11,2	14,0

В случае раскрытия фланца в нем возникают изгибающие напряжения

$$\sigma_u = \frac{F x_1}{W},$$

где $W = sH^2/6$ — момент сопротивления сечения фланца; $x_1 = n - y - \delta/2$ — плечо изгиба.

По условию плотности фланцевого соединения минимально допустимое значение $y = 0,5d$; тогда $x_1 = n - 0,5(d + \delta)$. Проверяют на изгиб наиболее ослабленное сечение фланца по осям отверстий при $y = 0$, так как вследствие релаксации напряжений в шпильках, работающих при высоких температурах, может произойти раскрытие фланца до оси отверстия; тогда

$$\sigma_n = \frac{F x_1}{W} = \frac{6F(n - 0,5\delta)}{(s - d)H^2};$$

при этом $\sigma_n \leq \sigma_{\text{доп}}$.

При расчете вертикальных фланцев сила F_1 , приходящаяся на одну шпильку, определяется по формуле

$$F_1 = p \frac{\pi D^2}{4z} = p \frac{Ds}{4}, \quad (138)$$

где $z = \pi D/s$ — число шпилек по окружности фланца.

Сравнивая величины F_1 и F по уравнениям (135) и (138), видим, что усилия, действующие на вертикальные фланцы, в 2 раза меньше, чем у горизонтальных. Дальнейшие расчеты вертикальных и горизонтальных фланцев совпадают.

Растягивающее напряжение в стенке корпуса от осевой силы

$$\sigma = \frac{pD}{4\delta}.$$

Материалы деталей цилиндров. Материалы, применяемые для элементов статора паровой турбины (см. табл. I приложения) должны обладать достаточно высокими прочностными и пластическими характеристиками при рабочих температурах пара; хорошими литейными свойствами — малой вязкостью в жидком состоянии и малой усадкой (примерно 2%) при застывании; хорошей свариваемостью. Металл отливки должен быть плотным, однородным, без пузырей, раковин, трещин и других дефектов. Поверхность отливки не должна иметь пригара, спаев, плен, ужимин и механических повреждений, снижающих прочность.

Важно, чтобы разные марки сталей, применяемые для деталей статора турбины, хорошо сваривались между собой.

Для ответственных деталей паровых турбин применяется электродуговая сварка, а для получения наиболее высококачественного шва — электродуговая сварка в среде углекислого или инертного газа. Свариваемость перлитных сталей существенно зависит от содержания углерода и легирующих элементов в них. Стали с содержанием углерода 0,2—0,3% хорошо свариваются.

С повышением содержания легирующих элементов свариваемость сталей ухудшается. Такие стали более чувствительны к термическому воздействию, чем углеродистые, обладают более высоким сопротивлением деформации, что снижает способность к выравниванию внутренних напряжений, возникающих при сварке. Особенно понижена пластичность в зоне термического влияния. Поэтому их сваривают после предварительного подогрева до температуры 200—450° С. После сварки изделие подвергают термической обработке для улучшения свойств металла шва и околошовной зоны, а также снятия внутренних напряжений.

Распространенным и дешевым материалом для отливки деталей статора турбины является чугун, основные марки и свойства которого приведены в табл. 2 приложения. Металл отливок должен в изломе быть однородным, серого цвета, мелкозернистым и не иметь трещин, раковин и т. д. Внутренние поверхности отливок (паровые, масляные полости и каналы) должны быть тщательно очищены. Для снятия остаточных напряжений отливки из чугуна подвергают отпуску при температуре 450—550° С.

При выборе марки металла принимают во внимание ряд факторов, основным из которых является рабочая температура металла. При выборе допускаемых напряжений и коэффициентов запаса прочности деталей корпусов учитывают приближенность расчета этих деталей, нарушение однородности металла, наличие пузырей, микротрещин, остаточных напряжений и т. д. и специфические условия работы рассчитываемой детали. Возникающие в деталях напряжения изменяются при пусках и остановках турбины. Постоянные термические напряжения необходимо учитывать при выборе коэффициентов запаса прочности.

Допускаемое напряжение выбирают минимальным по пределу текучести $\sigma_{0,2t}$ при умеренной рабочей температуре и пределу прочности на растяжение σ_b при 20° С:

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{0,2t}}{K_s}; \quad \sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_b}{K_b},$$

где K_s и K_b — соответственно коэффициенты запаса прочности по отношению к $\sigma_{0,2t}$, σ_b ; для литых деталей $K_s = 2,3$ и $K_b = 4,2$. Для поковок, проката, штамповок $K_s = 1,65$ и $K_b = 3,0$.

Для ответственных деталей из серого чугуна марок СЧ 18-36, СЧ 21-40 допускаемое напряжение выбирают по пределу прочности на растяжение σ_b :

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_b}{K_b},$$

где $K_b \geq 4,5$ для деталей, работающих при температуре до 260° С.

Допускаемое напряжение при высоких температурах выбирают минимальным из трех величин:

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{0,2t}}{K_s}; \quad \sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{дл}}{K_{дл}}; \quad \sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{пл}}{K_{пл}},$$

где $\sigma_{дл}$, $\sigma_{пл}$ — соответственно предел длительной прочности и предел ползучести при деформации в 1% за 100 тыс. ч работы при данной температуре; $K_{дл}$, $K_{пл}$ — коэффициенты запаса прочности по отношению соответственно к $\sigma_{дл}$, $\sigma_{пл}$.

Для поковок принимают $K_s = 1,65$, $K_{дл} = 1,65$ и $K_{пл} = 1,25$; для литых элементов корпусов $K_s = 2,0$, $K_{дл} = 2,0$ и $K_{пл} = 1,55$.

§ 15

СОПЛОВЫЕ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ АППАРАТЫ, ДИАФРАГМЫ

Сопловые и направляющие аппараты паровых турбин. Сопловые аппараты преобразуют потенциальную энергию в кинетическую и направляют поток на рабочие лопатки ступени. В турбинах с сопловым парораспределением с несколькими поочередно открывающимися клапанами первая ступень называется регулирующей.

Сопловые аппараты выполняют сварными с широкими и узкими профилями направляющих лопаток и литыми по выплавляемым моделям.

На рис. 101 показан сварной сопловой аппарат с узкими профилями направляющих лопаток. Корпус и обод соплового аппарата выполнены из одной поковки. Сопловая решетка состоит из лопаток, вставленных в пазы ленточных бандажей и приваренных к ним. Ленточные бандажы приварены к корпусу и ободу соплового аппарата. Такой сопловой аппарат прост в изготовлении, расход металла на лопатки небольшой. Поверхность лопаток тщательно шлифуют и полируют.

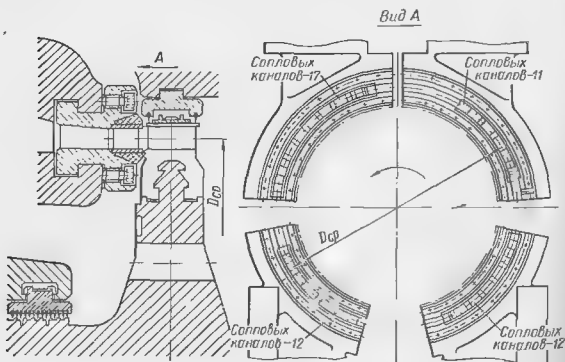


Рис. 101. Регулирующая ступень и сопловой аппарат турбины К-150-130 (ХТГЗ)

В турбине К-150-130 отдельные сегменты вставлены в расточки сопловых коробок. Чтобы пар не поступал в зазоры между расточкой в сопловых коробках и сопловым аппаратом, последний прижат в осевом направлении винтами, расположенными по окружности.

В турбинах ЛМЗ применен сопловый аппарат, выполненный из заготовок, отлитых по моделям (рис. 102) из стали 15Х1МФ. Литые части сегмента сваривают встык по лопаткам.

Прямой стык упрощает его механическую обработку под сварку, облегчает сборку и сварку частей сегментов. Отливка сегментов по выплавляемым моделям обеспечивает необходимую точность размеров выходного сечения, профиля лопаток и шероховатость поверхности.

Направляющий аппарат применяют только в двухвентечных ступенях скорости. Он состоит из лопаток, закрепленных хвостовиками в двух обоймах, каждая из которых вставлена в расточки верхней и нижней половин корпуса. Направляющий аппарат крепят к цилиндру винтами. Лопатки направляющего аппарата имеют активный профиль и предназначены главным образом для изменения направления потока, пар расширяется в них при небольшой степени реакции.

Сопловые и направляющие аппараты газовых турбин. Через лопатки соплового аппарата проходит газ с очень высокой температурой. Поле температур потока перед сопловым аппаратом очень неравномерно (особенно при секционных камерах сгорания). Следовательно, температура по радиусу и по окружности соплового аппарата различна. Кроме того, при пусках установки и быстром уменьшении нагрузки температура газа резко меняется. Поэтому необходимо обеспечить возможность термических расширений каждой лопатки.

Направляющие лопатки промежуточных ступеней находятся в более благоприятных условиях по сравнению с сопловыми лопатками первой ступени, поскольку они работают в условиях более низких температур.

На рис. 103 показано консольное закрепление лопаток направляющих аппаратов в турбине ГТ-750-6 (УТМЗ). Направляющие лопатки 4 и 5 с Т-образными хвостовиками вставлены в сегментные вставки 1 и 2, которые, в свою очередь, закреплены хвостовиками в обойме.

Лопатки, изготовленные из жаропрочных сталей с повышенным коэффициентом линейного расширения, набирают с зазором по

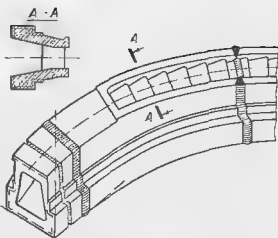


Рис. 102. Сварно-литой сегмент сопла турбины

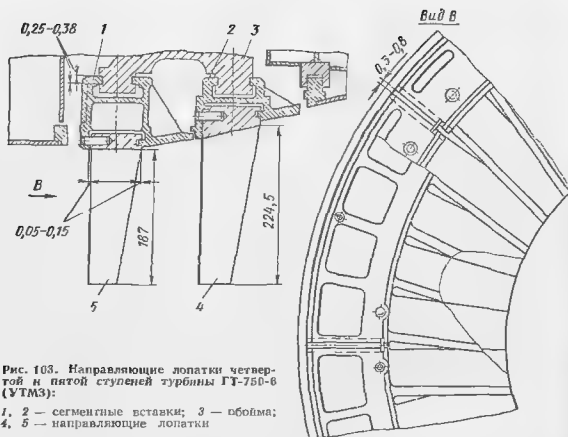


Рис. 103. Направляющие лопатки четвертой и пятой ступеней турбины ГТ-750-6 (УТМЗ):

1, 2 — сегментные вставки; 3 — обойма;
4, 5 — направляющие лопатки

шагу, приблизительно равным 0,2 мм. Концевые лопатки каждого сегмента фиксируют штифтами, предотвращающими смещение лопаток по окружности. Между сегментными вставками по окружности устанавливают зазор 1,5—2 мм. Для уменьшения утечки газа через зазоры при нестационарных тепловых режимах установлены пластины.

Диафрагма газовых турбин НЗЛ, изображенная на рис. 104, выполнена без горизонтального разъема в виде полого диска, что снижает температурные напряжения в ее элементах и напряжения от усилия потока. Направляющие лопатки 1 вставлены в профильные пазы внутреннего 2 и наружного 9 бандажей. С помощью наружного кольца 11 (рис. 104, а) диафрагму устанавливают в паз обоймы (рис. 104, б). К внутреннему бандажу 2 с обеих сторон приварены кольцевые камеры 8 и 3, в которые через изогнутый воздухопровод подводится воздух для охлаждения дисков. Со стороны выхода газа к камере 3 приварена крышка 5, к которой, в свою очередь, приварено кольцо 6 с фланцем 7. Внутренняя полость диафрагмы заполнена изоляцией и закрыта крышкой, прикрепляемой на винтах к фланцу 7 (со стороны входа газа). Ребра 10 и 4 служат для повышения жесткости диафрагмы.

На рис. 105 показаны направляющие аппараты турбины ГТ-25-700 (ЛМЗ), приваренные к корпусу. Лопатки массивной частью профиля приваривают в толстостенный обод, а выходными кромками в бандаж. Во внутреннем бандаже диафрагмы после

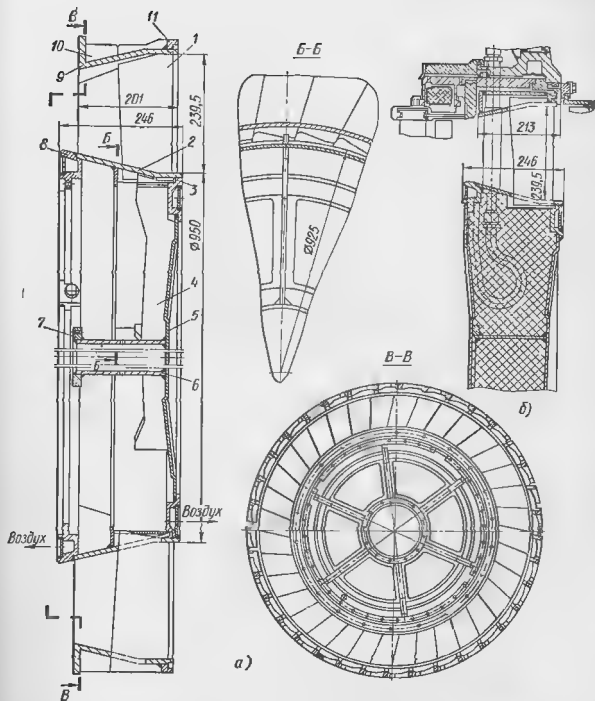
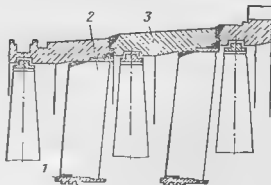


Рис. 104. Диафрагма газовой турбины НЗЛ:

1 — направляющие лопатки; 2 — внутренний бандаж; 3, 8 — кольцевые камеры; 4, 10 — ребра; 5 — штампованная крышка; 6 — внутреннее кольцо; 7 — фланец; 9 — наружный бандаж; 11 — кольцо

Рис. 105. Направляющий аппарат турбины ГТ-25-700 (ЛМЗ):

1 — внутренний бандаж с уплотнением; 2 — лопатки; 3 — обод



ее сварки и термообработки между каждым тремя лопатками делают прорезы для компенсации тепловых расширений.

Диафрагмы. Диафрагмы применяют в осевых турбинах активного типа; они разделяют внутреннюю полость цилиндра на отсеки, в которых параметры пара различны. В сопловых лопатках, встроенных в диафрагмы, за счет изменения сечений каналов происходит преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую. Установка сопловых лопаток под углом к плоскости вращения рабочего колеса определяет направление потока на рабочие лопатки.

Диафрагмы состоят из двух полуколец (рис. 106), которые устанавливают в нижней и верхней половинах цилиндра или в промежуточной обойме. В пазы внутренних расточек половин диафрагм устанавливают сегменты лабиринтовых уплотнений 5 для уменьшения утечки пара вдоль вала. Вследствие разности давлений (по обе стороны) диафрагма кольцевой опорной поверхностью обода прижимается к торцевой поверхности А в расточке промежуточной обоймы или цилиндра. При этом уплотняется зазор между ободом и расточкой в цилиндре или обойме и предотвращаются перетечки пара с одной стороны диафрагмы на другую. Поверхность А должна быть тщательно обработана.

Так как диафрагма закреплена в цилиндре или обойме по ободу, под действием разности давлений она испытывает значительные изгибающие напряжения. Для надежного сопротивления диафрагмы прогибу необходимо обеспечить высокую прочность соединения концов лопаток с телом и ободом. Улучшение плотности горизонтального разъема достигается шабрением. В зависимости от температуры пара диафрагмы могут быть чугунными литыми с заливаемыми лопатками и стальными.

Чугунные литые диафрагмы с заливаемыми лопатками (рис. 107) применяют при температурах до 260° С.

Область применения чугунных диафрагм ограничивается ростом серого чугуна при высоких температурах. В настоящее время диафрагмы стали изготавливать из модифицированных или высокопрочных чугунов, имеющих большое сопротивление росту, и их можно применять при температуре до 320° С (см. приложение).

В части низкого давления форма сопловых каналов по высоте становится более сложной, поэтому проще и экономичнее их отливать. Литые поверхности тела и обода диафрагм, образующие сопловые каналы, имеют высокую степень шероховатости, но из-за больших размеров каналов и небольшой плотности пара их влияние на понижение к. п. д. степени незначительно.

В литых чугунных диафрагмах сопловые лопатки штампуют из стального листа марки 10Х13 или получают фрезерованием из заготовки. Необходимый профиль заготовки лопатки, вырезанной из листа, придают горячей штамповкой при нагревании заготовки в электропечи до 750—800° С. В этих лопатках механически обрабатывают кромки и концы, заливаемые в чугун. Для

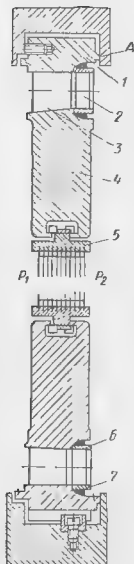
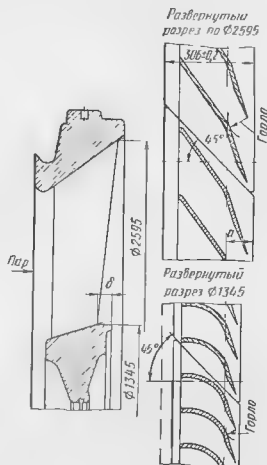


Рис. 106. Диафрагма:

1 — обод; 2 — направляющие лопатки; 3 — стойки; 4 — тело диафрагмы; 5 — диафрагменное уплотнение, 6, 7 — нижний и верхний байдажи

Рис. 107. Чугунная литая диафрагма с заливаемыми лопатками



повышения прочности соединения лопаток с телом и ободом диафрагмы в заливаемых в чугун концах лопаток сверлят отверстия или фрезеруют пазы типа ласточкина хвоста, которые при отливке диафрагмы заполняются чугуном и имеют вид штифтов.

Края, заливаемые в чугун, лудят или оцинковывают электролитическим способом для предотвращения коррозии. При этом обеспечивается также надежное соединение лопаток с чугуном при заливке. Прочно залитые лопатки не должны дребезжать при легких ударах по ним.

Особое внимание при изготовлении диафрагм обращают на получение точных размеров сопел, так как малейшие отклонения сопловых сечений от расчетных изменяют тепловой процесс и экономичность ступени. Контролируют величину горла, высоту сопловых каналов, средний диаметр, посадочные размеры по ободу и под уплотнительные сегменты. Отклонения шагов лопаток от заданных допускаются в пределах ± 1 мм.

Чтобы не нарушить выходных кромок (при механической обработке тела и обода), их утапливают в диафрагме на величину δ (рис. 107). Отклонение выходной площади каналов колеблется в пределах $\pm 3\%$, а у разъема $\pm 5\%$. Отклонение среднего диаметра лопаток должно быть не более $\pm 0,5$ мм. Для диафрагм с короткими лопатками (меньше 100 мм) горловые сечения проверяют по среднему диаметру, а для лопаток длиной свыше 100—120 мм — по корневому, среднему и периферическому.

Механически обработанные поверхности каналов имеют меньшую шероховатость по сравнению с литыми. Важно иметь наименьшую шероховатость поверхности каналов на выходе, так как скорость потока возрастает, соответственно увеличиваются и потери, пропорциональные квадрату скорости. При изготовлении диафрагм одной из проблем является получение правильных сечений каналов в месте горизонтального разъема при одновременном сохранении простоты обработки и точности его изготовления.

В каждую половину диафрагмы заливают по разъему целые лопатки, выступающие концы которых при обработке разъема срезают. При таком изготовлении часто не совпадают разрезанные лопатки, залитые в разные половины диафрагмы. Подобное нарушение формы каналов приводит к дополнительным потерям кинетической энергии потока и иногда к вибрации рабочих лопаток.

На ЛМЗ изготавливают диафрагмы с косым горизонтальным разъемом (рис. 107). В литых и сварных диафрагмах турбин ХТГЗ выходная кромка лопатки, попадающая в плоскость горизонтального разъема, сделана свисающей. Такой конструкцией достигнута простота обработки разъема с сохранением заданных размеров каналов.

Поперечное сечение диафрагм ЦНД определяется формой смежных с ними дисков переменной толщины; осевые размеры (толщина) зависят от расстояния между осями дисков, определяемого из условий допустимых напряжений в ступицах и плавности проточной части. В большинстве случаев диафрагмы в ЦНД делают большей толщины, чем этого требуют условия их прочности.

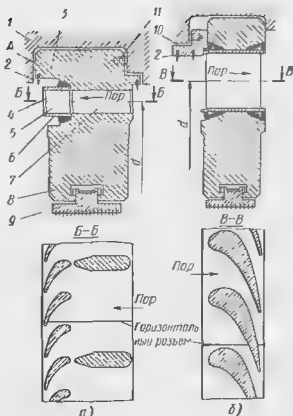
В чугунных диафрагмах, работающих в среде влажного пара, имеются влагоуловители в виде козырьков по окружности обода. Частицы влаги центробежными силами отбрасываются к периферии, затем они попадают в вогнутую часть влагоуловителя и стекают в нижнюю часть цилиндра, откуда по специальным отверстиям поступают в конденсатор.

Стальные диафрагмы применяют при рабочих температурах выше 260—320° С. В том случае, если профиль соплового аппарата мало изменяется по высоте, при температуре пара ниже 260° С также целесообразно применять сварные диафрагмы из углеродистой стали.

В ЦВД и ЦСД рабочие диски имеют постоянную толщину по радиусу, что определяет прямоугольную форму стальных диа-

Рис. 108. Сварные диафрагмы с направляющими лопатками:

а — с узким профилем, б — с широким профилем; 1 — цилиндр или обод турбины; 2 — бандажное уплотнение; 3 — обод диафрагмы; 4, 6 — верхняя и нижняя бандажные ленты; 5 — направляющие лопатки; 7 — стойки; 8 — тело диафрагмы; 9 — диафрагменное уплотнение; 10 — полукольца; 11 — винты или штифты.



фрагм, расположенных между ними, и, следовательно, упрощает их механическую обработку.

Осевые размеры стальных диафрагм определяются допустимыми величинами напряжений на изгиб и величиной допустимого прогиба. С ростом параметров пара при одинаковых теплоперепадах в соплах разность давлений по обе стороны диафрагмы возрастает, поэтому увеличивается и их толщина. Вот почему при цельнокованом роторе с наиболее жесткой конструкцией диафрагм сокращаются осевые размеры турбины.

В турбинах нашли применение сварные диафрагмы с широким и узким профилем сопловых лопаток (рис. 108). В сварной диафрагме обеспечивается герметичность каждого соплового канала. В наиболее напряженных условиях работают две-три ближайшие к разъему лопатки (включая и разрезную лопатку), особенно обращенные к разъему выходными кромками.

В профильные отверстия бандажных лент вставляют направляющие лопатки 5 и приваривают их по наружным поверхностям бандажей. Сварку производят в специальном приспособлении, обеспечивающем соответствующие размеры сопловой решетки. Сопловую решетку стыковым швом с односторонней разделкой кромок приваривают к диафрагме и ободу.

Сварные диафрагмы в зависимости от формы проточной части и ее местоположения выполняют с прямыми и косыми бандажами. В первых ступенях турбины каналы обычно более простые, по мере расширения пара они усложняются.

Как указывалось, на к. п. д. турбины заметно влияет точность изготовления сварных диафрагм. Любые отклонения выходных сечений от расчетных приводят к изменению теплового процесса и экономичности ступеней, а также давления на ротор, напряжений в диафрагмах и т. д.

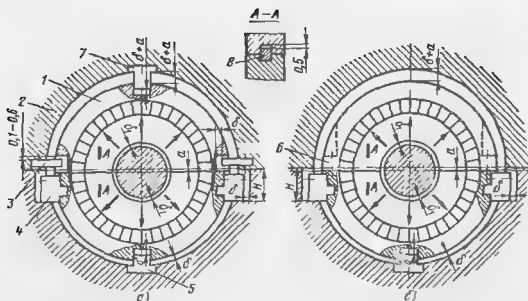


Рис. 109. Крепление диафрагм в цилиндре или обоймах с помощью шпунков:

1 — диафрагма, 2 — цилиндр или обойма, 3 — шпунки для подвески верхних половин диафрагм, 4 — шпунки для подвески нижних половин диафрагм, 5, 7 — шпунки для центровки диафрагмы в вертикальной плоскости, 6 — болтовое соединение двух половин диафрагм, 8 — шпонка по горизонтальному разъему диафрагмы

В первых ступенях давления для повышения к. п. д. сопловой решетки высотой до 100—110 мм применялись диафрагмы с узким профилем направляющих лопаток. В этих диафрагмах тело и обод выполняют из одной поковки (рис. 108, а) с выдолбленными каналами между стойками 7. Нагрузку в диафрагмах несут главным образом стойки, имеющие каплевидное сечение. Обычно стойки располагают одну от другой на расстоянии тройного шага лопаток, а у разъема — на расстоянии двойного шага лопаток для уменьшения напряжений в крайних стойках.

Направляющие лопатки из светлокатаного профиля следует выполнять с утолщением до 3 мм (3—5 мм по высоте) выходной кромкой, которую получают при обработке по высоте заготовок лопаток. Утолщение кромки в месте приварки баидажа к лопатке необходимо, потому что пробивка паза в баидажной ленте толщиной, равной толщине выходной кромки (до 0,5 мм), невозможна. Кроме того, при утолщении кромки по торцам лопаток получается более качественное сварное соединение и не происходит обгорания выходной кромки при сварке.

Установка диафрагм в цилиндре или обоймах. Установка диафрагм в осевом (см. рис. 106, 108) и радиальном (рис. 109) направлениях является наиболее простой и надежной. При установке диафрагм должны быть обеспечены прочность и плотность крепления, предотвращающие протекание пара по горизонтальному разъему диафрагм и по ободу в месте соединения диафрагмы с цилиндром или обоймой.

Диафрагмы устанавливают во внутренние расточки цилиндра или обода турбин. Поверхность А (см. рис. 108) расточки обода

или цилиндра является опорной для диафрагмы. Диафрагма вследствие разности давлении потока по обе ее стороны прижимается к поверхности А, которая должна быть выполнена таким образом, чтобы соблюдалась строгая перпендикулярность диафрагмы к оси ротора. Этим обеспечивается одинаковый зазор по окружности между различными частями диафрагмы и рабочим колесом.

На входе пара, между торцевой поверхностью расточки и ободом диафрагмы, зазор составляет 1,5—2,5 мм. В обод ввертывают три-четыре винта или устанавливают штифты диаметром 8—12 мм по полуокружности из латуни или мягкой стали. Подливая штифты или головки винтов, создают зазоры в 0,1—0,15 мм. Такая конструкция обеспечивает возможность теплового расширения и рост чугуна. В стальных диафрагмах иногда штифты не устанавливают, а для обеспечения возможности теплового расширения имеется зазор (0,1—0,15 мм) между торцевыми поверхностями обода и расточки. Для предотвращения прикипания диафрагмы в расточке протирают поверхности ее обода и расточек цилиндра или обойм серебристым чешуйчатым графитом.

Концентричность расточки с ротором ($\delta_1 \text{ const}$) в рабочих условиях достигается расположением осей расточки диафрагм по линии вала с учетом естественного прогиба ротора в рабочих условиях, прогиба цилиндра, смещения ротора из-за всплывания шеек вала на масляной пленке в подшипнике и влияния тепловых деформаций и расширений цилиндра.

При пуске турбины и изменении ее нагрузки диафрагмы, омываемые со всех сторон паром, прогреваются быстрее цилиндра, а иногда и быстрее обойм. При установке диафрагм (рис. 109, а) между наружной цилиндрической поверхностью диафрагмы и расточкой в цилиндре или в обойме предусматривают тепловой радиальный зазор $\delta = 1,5 : 3 \text{ мм}$.

Нижняя половина диафрагмы подвешена на шпонках 4, прикрепленных к диафрагме винтами или приваренных к ней вблизи горизонтального разъема. Указанное место крепления имеет большое значение, так как расстояние от горизонтального разъема до опорных поверхностей Н и разность температур определяют величину нарушения центровки диафрагмы в вертикальной плоскости при переменных тепловых режимах, что в конечном итоге определяет изменения радиальных зазоров в диафрагменных уплотнениях в нижней части вала.

В нижней части расточки цилиндра или обоймы прикреплена шпонка 5 для центровки диафрагмы в вертикальной плоскости. Таким образом, нижняя половина диафрагмы расширяется в радиальном направлении от вала к цилиндру (показано стрелками).

Принцип установки верхней половины диафрагмы в верхней половине корпуса или обойме тот же, что и для нижней. Она также подвешена по горизонтальному разъему на шпонках 3, закрепленных вблизи разъема цилиндра или обоймы и допускающих ра-

диальное расширение. В вертикальной плоскости диафрагма центрируется шпикой 7.

При монтаже диафрагм следует учитывать статический прогиб ротора a (рис. 109, а), если он составляет значительную величину, особенно в ступенях, наиболее удаленных от опор.

В некоторых конструкциях для простоты технологического процесса установки и удобства обработки диафрагм применяют призматическую или цилиндрическую шпикку 7, расположенную на раземе двух половин диафрагмы.

Диафрагмы, имеющие достаточно большую массу, обычно в последних ступенях конденсационных турбин, устанавливаются, как показано на рис. 109, б. Такая конструкция отличается от рассмотренной выше тем, что верхняя половина диафрагмы центрируется по нижней и крепится к ней с помощью болтов или штифтов. В данном случае тепловое расширение диафрагмы происходит также в радиальном направлении от вала к корпусу.

Расчет диафрагм. Графоаналитический способ вычисления геометрических характеристик сложного профиля применяют для вычисления площади F , момента инерции J и момента сопротивления W , а также нахождения одной из главных осей инерции, проходящей через центр тяжести профилей (направляющих и рабочих лопаток, тела и обода диафрагм, стоек в диафрагмах с узкими профилями направляющих лопаток). Способ основан на разбишке сложного профиля на элементарные прямоугольные площади и вычислении их геометрических характеристик.

Сложный профиль для большей точности расчета вычерчивают в большом масштабе (рис. 110), через середину проводят ось $O-O$, относительно которой выполняют расчет. По ширине A профиль делят на нечетное (11, 13, 15 и т. д.) количество элементарных участков линиями, параллельными оси $O-O$ и расположенными

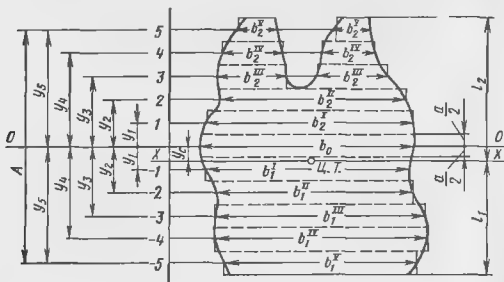


Рис. 110. Эскиз к расчету площади F , момента инерции J , момента сопротивления W и нахождения главных осей инерции профиля сложной конфигурации

ВСПОМОГАТЕЛЬНАЯ ТАБЛИЦА ДЛЯ РАСЧЕТА
ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК F , J , W
СЛОЖНОГО ПРОФИЛЯ

Участки	b	y'	by'	y'^2	by'^2
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
2	b_2''	$y_2' - 2$	$b_2'' y_2'$	$y_2'^2$	$b_2'' y_2'^2$
1	b_2'	$y_1' - 1$	$b_2' y_1'$	$y_1'^2$	$b_2' y_1'^2$
0	b_0	0	0	0	0
1	b_1'	$-y_1' - 1$	$-b_1' y_1'$	$y_1'^2$	$b_1' y_1'^2$
-2	b_1''	$-y_2' - 2$	$b_1'' y_2'$	$y_2'^2$	$b_1'' y_2'^2$
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
$\sum b$		$\sum by'$		$\sum by'^2$	

на расстоянии a одна от другой (из рис. 110 $a = A/11$). Эти участки обозначают цифрами 1, 2, 3 с одной стороны от оси $O-O$ со знаком плюс, а с другой — со знаком минус. Между ними проводят пунктирные линии $a/2$.

Длины прямоугольных участков, расположенных сверху от оси $O-O$, обозначают $b_2'', b_2', b_2'' \dots$, а снизу — $b_1', b_1'', b_1'' \dots$, а расстояния от оси $O-O$ до средних линий участков $y_1, y_2, y_3 \dots$.

Для упрощения расчета принимаем, что $y_1 = y_1' a = a$; $y_2 = y_2' a = 2a$; $y_3 = y_3' a = 3a$; $\therefore$ тогда $\sum by = a \sum by'$; $\sum by^2 = a^2 \sum by'^2$.

В форме 3 вместо y_1, y_2, y_3 вносят $y_1' = 1, y_2' = 2, y_3' = 3$ и т. д. Подсчитывают вспомогательные величины.

Площадь профиля рассчитывают как сумму площадей элементарных прямоугольников:

$$F = \frac{1}{m^2} (\sum ab_2 + \sum ab_1) = \frac{a}{m^2} (\sum b_2 + \sum b_1) = \frac{a}{m^2} \sum b,$$

где m — масштаб чертежа.

Момент инерции относительно оси $O-O$ любого элементарного прямоугольника, расположенного на расстоянии y от оси $O-O$, равен произведению площади участка f на квадрат расстояния y :

$$J'_0 = \frac{1}{m^2} f y^2 = \frac{1}{m^2} b a y^2.$$

Момент инерции сложного профиля относительно оси $O-O$ равен сумме моментов инерции отдельных участков относительно этой оси:

$$J_0 = \frac{1}{m^2} \left(\sum a b_2 y^2 + \sum a b_1 y^2 \right) = \\ = \frac{a}{m^2} \left(\sum b_2 y^2 + \sum b_1 y^2 \right) = \frac{a}{m^2} \sum b y^2,$$

или, подставляя $y_1 = y'_1 a$, $y_2 = y'_2 a$ и т. д., получим

$$J_0 = \frac{a^3}{m^2} \left(\sum b_2 y'^2 + \sum b_1 y'^2 \right) = \frac{a^3}{m^2} \sum b y'^2.$$

Статический момент инерции профиля относительно оси определится как суммарный отдельных участков относительно этой оси:

$$S = \frac{1}{m^2} \left(\sum a b_2 y - \sum a b_1 y \right) = \\ = \frac{a}{m^2} \left(\sum b_2 y - \sum b_1 y \right) = \frac{a}{m^2} \sum b y,$$

или, подставляя $y_1 = y'_1 a$; $y_2 = y'_2 a$; $y_3 = y'_3 a$ и т. д., получим

$$S = \frac{a^2}{m^2} \left(\sum b_2 y' - \sum b_1 y' \right) = \frac{a^2}{m^2} \sum b y'.$$

Величина статического момента инерции

$$S > 0 \text{ при } \sum b_2 y > -\sum b_1 y;$$

$$S < 0 \text{ при } \sum b_2 y < -\sum b_1 y;$$

$$S = 0 \text{ при } \sum b_2 y = -\sum b_1 y.$$

В последнем случае ось $O-O$ является главной осью инерции проходящей через центр тяжести профиля.

Расстояние от оси $O-O$ до главной оси инерции, проходящей через центр тяжести,

$$y_c = \frac{S}{F}.$$

Величина y_c может быть с плюсом или минусом, в зависимости от знака статического момента инерции S . Знак показывает, в какую сторону от оси $O-O$ сдвинута на расстоянии y_c главная ось инерции $X-X$, т. е. при минусе главная ось инерции сдвинута вниз, а при плюсе — вверх. Момент инерции профиля относительно главной оси инерции $X-X$

$$J_X = J_0 - S y_c.$$

По чертежу определяют расстояния от нейтральной оси $X-X$ до наиболее удаленных точек профиля l_1, l_2 ; тогда моменты сопротивления

$$W_1 = \frac{J_X}{l_1}; \quad W_2 = \frac{J_X}{l_2}.$$

Для простоты построения обычно проводят только средние линии участков.

Применяемые в турбостроении сварные стальные диафрагмы с широкими и узкими профлями направляющих лопаток и чугунные диафрагмы с залитыми лопатками представляют собой монолитные конструкции, поэтому их рассчитывают в основном по одинаковым методикам. На лопатки, кроме давления, действует окружное усилие. Наличие горизонтального разреза приводит к неравномерному распределению прогибов и напряжений в элементах диафрагмы, что вызывает основные трудности расчета и заставляет прибегать к приближенным в той или иной мере методам.

Для проверки результатов расчета проводят испытания готовых диафрагм и определяют величины прогибов и остаточных деформаций при 100 и 150%-ной рабочей нагрузке. При расчете на прочность определяют напряжения в элементах диафрагм и прогибы у корня лопаток и по внутреннему диаметру уплотнений. При выборе допускаемых напряжений учитывают изменения механических свойств металла, происходящие под действием высоких температур, и степень точности применяемой методики расчета.

Малые осевые зазоры между вращающимися и неподвижными деталями в турбине ограничивают прогиб диафрагм. Во избежание задевания диска о диафрагму осевой зазор между ними принимают равным не менее тройной величины прогиба диафрагмы, полученной при ее расчете.

Ниже приведены формулы для приближенного расчета диафрагм, который является одним из основных, применяемых при проектировании.

Наибольшие напряжения в ободе $\sigma_{об}$ и теле σ_t диафрагм определяют по формулам

$$\sigma_{об} = K_{\sigma} \frac{\Delta p (0,1 D_{оп})^3 m_{max}}{J_T + J_{об}}; \quad (139)$$

$$\sigma_t = K_{\sigma} \frac{\Delta p (0,1 D_{оп})^3 s_{max}}{J_T + J_{об}}, \quad (140)$$

где K_{σ} — коэффициент напряжений (рис. 111, а); $J_T, J_{об}$ — соответственно моменты инерции тела и обода относительно осей $X-X$, проходящих через центры тяжести тела и обода диафрагмы и перпендикулярных оси ротора, $см^4$.

В том случае, если $J_T < J_{об}$, то в формулы (139) и (140) вместо суммы $J_T + J_{об}$ подставляется $2J_{об}$.

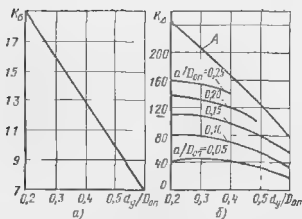


Рис. 111. Графики для определения коэффициентов:

а — напряжений K_σ , б — прогиба K_Δ , А — прогиб у уплотнения

Максимальное изгибающее напряжение в лопатке, вызванное разностью давления по обе стороны диафрагмы,

$$\sigma_{л} = \frac{1,2\Delta p D_c (D_c - d_y) l}{W_{лz}}$$

где l — активная высота лопатки; для сварных диафрагм $l = l_2 + 2\delta$, где δ — толщина бандажа, а для литых диафрагм l — высота со стороны выхода пара; $W_{л} \approx \frac{J_{л}}{l_{вых}}$, $W_{л} = \frac{J_{л}}{l_{вх}}$ — моменты сопротивления сечения лопатки относительно оси $X-X$, проходящей через центр тяжести профиля лопатки; $J_{л}$ — момент инерции сечения лопатки относительно оси $X-X$; $l_{вх}$ или $l_{вых}$ — расстояние наиболее удаленного места от нейтральной оси; z — число лопаток в двух половинах диафрагмы.

Прогиб лопаток

$$\Delta_{л} = \frac{0,2\Delta p D_c (D_c - d_y) l^3}{E_{л} J_{лz}}$$

где $E_{л}$ — модуль упругости материала лопаток.

Прогиб тела диафрагмы

$$\Delta_{т} = \frac{K_{\Delta} \Delta p (0,1 D_{оп})^3}{E_{т} (J_{т} + J_{об})},$$

где K_{Δ} — коэффициент прогиба; выбирается по рис. 111, б в зависимости от отношения $d_y/D_{оп}$ при определении прогиба на диаметре d_y и в зависимости от $d_y/D_{оп}$ и $a/D_{оп}$ — у корня лопатки.

Прогиб диафрагмы

$$\Delta = \Delta_{л} + \Delta_{т}.$$

Материалы для сопловых, направляющих аппаратов и диафрагм. Сопловые, направляющие аппараты и диафрагмы турбины в зависимости от местоположения и начальных параметров пара работают в различных условиях. Материал для их деталей выбирают исходя из сохранения механических свойств при рабочих температурах, т. е. из жаропрочности металлов и технологии изготовления (см. табл. 1 приложения).

Трудность выполнения сварного соединения решетки с телом и ободом объясняется сочетанием тонкой бандажной ленты (4—6 мм) с массивным телом и ободом.

Поковки из сталей для диафрагм поставляют в грубо ободранном и термически обработанном виде с припусками для образцов

для механических испытаний металла. На поверхности поковок не должно быть трещин, закатов, плен, песочин и других металлургических дефектов.

Проверяют содержание серы в металле и наличие в нем флокенов. Все поковки, в которых обнаружены флокены, бракуют. Основными требованиями для материала чугунных диафрагм с заливаемыми стальными лопатками являются хорошие литейные качества, достаточная прочность при действии внешних нагрузок вследствие перепада давления пара по обе стороны диафрагм. Хорошо работают диафрагмы из чугуна СЧ 18-36, СЧ 21-40, СЧ 24-44 (механические свойства см. табл. 2 приложения).

При выборе коэффициентов запаса прочности в случае пользования приближенной методикой расчета диафрагм, изложенной выше, нужно иметь в виду, что напряжения для крайних лопаток (или стоек в диафрагмах с узкими профилями лопаток), расположенных у разъема, получаются заниженными. Поэтому назначают повышенные коэффициенты запаса прочности. Кроме того, следует помнить, что данная методика дает заниженную величину прогиба.

Допускаемые напряжения выбирают минимальными из трех величин:

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{0,2t}}{K_s}; \quad \sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{\text{дл}}}{K_{\text{дл}}}; \quad \sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{\text{пл}}}{K_{\text{пл}}},$$

где $K_s = 3$; $K_{\text{дл}} = 2,3$; $K_{\text{пл}} = 1,4$.

В случае использования других, более точных методик коэффициенты запаса прочности при расчете лопаток (стоек) берут меньшими. Допускаемые напряжения для тела и обода диафрагмы также выбирают минимальными из трех величин $\sigma_{0,2t}$, $\sigma_{\text{дл}}$, $\sigma_{\text{пл}}$ по тем же формулам, что и для лопаток (или стоек), с коэффициентами запаса прочности $K_s = 1,65$; $K_{\text{дл}} = 1,35$; $K_{\text{пл}} = 1,25$.

Допускаемые напряжения в диафрагмах, выполненных из серого чугуна с пластинчатым графитом марок СЧ 18-36 и СЧ 21-40, в направляющих лопатках не должны превышать 500 кгс/см², а в теле и обода 650 кгс/см².

§ 16 УПЛОТНЕНИЯ

В зависимости от преобладающего направления движения пара существующие лабиринтовые уплотнения можно разделить на осевые (рис. 112) и радиальные (рис. 113). Осевые уплотнения применяют в турбинах осевого типа, радиальные — в реактивных турбинах радиального типа. Осевые уплотнения турбин с горизонтальным разъемом получили широкое распространение из-за простоты монтажа, демонтажа, а также возможности непосредственного замера радиальных и осевых зазоров между деталями ротора и статора.

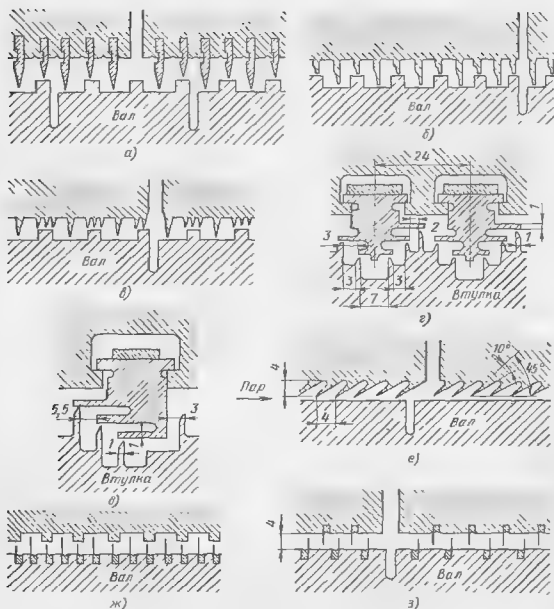


Рис. 112. Осевые лабиринтные уплотнения при расположении уплотнительных гребней: а, б, в, г — на статоре; ж — на роторе, з, д, е — на статоре и роторе

Радиальные уплотнения не имеют горизонтального разреза, поэтому измерить радиальные и осевые зазоры простыми методами, используемыми при монтаже, невозможно. Кроме того, с такими уплотнениями усложняется сборка и разборка всей турбины. При определении зазоров измеряют вращающиеся и неподвижные детали, а затем вычитанием получают величину зазора. Преимуществом уплотнений радиального типа является то, что гребни располагаются один над другим по радиусу, поэтому их длина значительно меньше длины осевых уплотнений при равноценной уплотняющей способности.

Радиальные и осевые зазоры уплотнений. Радиальные зазоры в концевых и диафрагменных уплотнениях

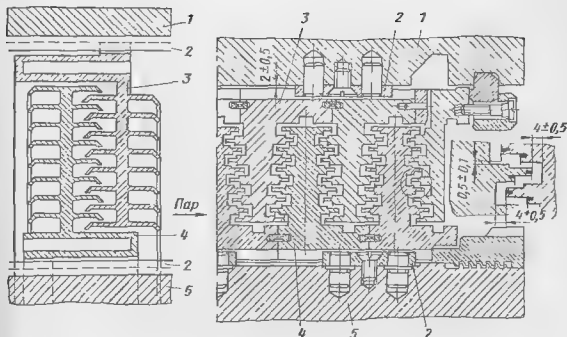


Рис. 113. Радиальные лабиринтовые уплотнения:

1 — цилиндр турбины; 2 — шпонки, 3, 4 — гребенчатые кольца, 5 — вал турбины

$$\delta \geq 0,001d + (0,1 \div 0,2) \text{ мм}, \quad (141)$$

где d — диаметр вала, мм.

В паровых турбинах радиальные зазоры выбирают с учетом коробления цилиндра вследствие разности температур его верхней и нижней частей, возможного при эксплуатации изгиба оси вала, всплывания ротора на масляной пленке в подшипниках при пуске турбины, а также некоторого подъема цилиндра в вертикальной плоскости из-за нагрева опорных лап. С учетом всех этих факторов получают неодинаковые радиальные зазоры по длине ротора и по окружности. Для ориентировочного подсчета радиального зазора в формулу (141) следует ввести член, учитывающий указанные выше факторы

$$\delta = [0,001d + (0,1 \div 0,2)] ; H_x. \quad (142)$$

При назначении радиальных зазоров, расположенных вблизи опор, $H_x \approx 0$. Но при этом радиальный зазор выбирают неодинаковым по окружности. Отклонения с плюсом для нижних радиальных зазоров даются с учетом расширения лап цилиндров (которыми они опираются на корпуса подшипников) в вертикальной плоскости при прогреве турбины. Во время работы турбины эти зазоры уменьшаются и выравниваются с верхними.

Иногда задают отклонения радиальных зазоров слева в большую сторону, а справа — в меньшую. Это объясняется всплыванием ротора на масляной пленке в подшипниках, а при правом вращении (по часовой стрелке) — отнесением ротора влево и, следовательно, выравниванием указанных величин при работе турбины. Отклонение должно быть не менее 0,1—0,15 мм. В том

случае, если боковые зазоры (слева и справа) даны с достаточным запасом, они могут быть одинаковыми (рис. 114).

Изгибы цилиндра и вала при разности температур верхней и нижней их частей приводят к быстрому изменению радиальных зазоров: в нижней части радиальный зазор уменьшается, а в верхней — увеличивается.

Величина прогиба цилиндра H_x при принятых значениях его длины L и диаметра d определяется расстоянием x от рассматриваемого уплотнения до ближайшей опоры. Наибольшее значение H_x имеет в середине цилиндра. На величину H_x необходимо увеличивать радиальный зазор только в нижней части цилиндра. Тепловое коробление ротора стремятся избежать применением различных типов валоповоротных устройств. Ротор при пусках прогревается и расширяется быстрее, чем корпус, из-за меньшей массы, поэтому в проточной части ступеней, в бандажных и корневых уплотнениях рабочих лопаток осевые зазоры (рис. 115) $a, b = 1,0 \div 1,5$ мм, и по мере удаления от упорного подшипника они увеличиваются. Между рабочими лопатками и диафрагмами зазор δ обычно выбирают большей величины.

Осевые зазоры в концевых и диафрагменных уплотнениях, расположенных вблизи упорного подшипника, имеют меньшие величины, а значит и меньшие шаги t гребней, чем в уплотнениях,

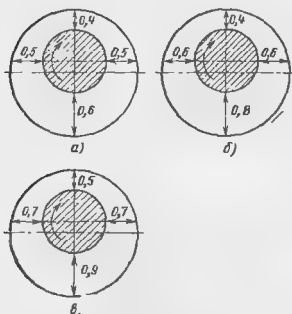


Рис. 114. Радиальные зазоры в уплотнениях с гребнями в статоре ЦВД турбины К-100-130 (ХТГЗ):

a — концевые уплотнения наружного корпуса (сторона регулятора и сторона генератора)
 b — концевые уплотнения обоймы внутреннего корпуса; $в$ — уплотнения диафрагм

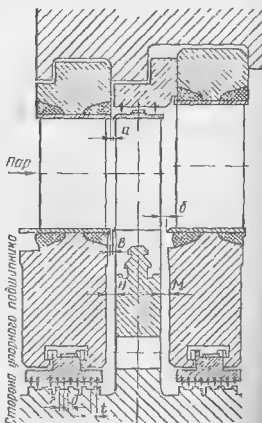


Рис. 115. Осевые зазоры в проточной части ступени в диафрагменных уплотнениях

удаленных от подшипника. Для сокращения шага гребней в концевых и диафрагменных уплотнениях выбирают зазор $g = \delta + (1 \div 2,5)$ мм в предположении, что при тепловом расширении зазор g уменьшается, а зазор δ увеличивается. Эти данные, как показала практика, являются приемлемыми лишь для грубой оценки.

Осевой зазор H между диафрагмой и диском по диаметру внутренней расточки, в месте наибольшего прогиба диафрагмы, должен быть больше тройной величины прогиба диафрагмы. Зазор M для предотвращения задеваний вращающихся деталей о неподвижные при относительном тепловом расширении ротора и статора обычно больше зазора H более чем на 2 мм. Рекомендуется зазоры H и M принимать с большим запасом и увеличивать их по мере удаления ступеней турбины от упорного подшипника.

При проектировании турбин с повышенными параметрами пара количество гребней концевых лабиринтовых уплотнений значительно увеличивается, растет и осевая длина уплотнений, поэтому для установления минимальных осевых зазоров, исключая задевание вращающихся частей о неподвижные, проводят исследования пусков, различных режимов работы и останова турбин.

В проточной части турбин осевые зазоры, влияющие на экономичность и надежность, следует устанавливать по режимам работы турбины, при которых эти минимальные зазоры допустимы. Эти зазоры определяют на основе расчетов после исследований температурных полей.

Концевые, диафрагменные и бандажные уплотнения. При эксплуатации паровых турбин зарегистрирован ряд неполадок и аварий вследствие задеваний в уплотнениях. Возможен износ гребней концевых диафрагменных и бандажных уплотнений, появление глубоких надрезов бандажей рабочих лопаток и вала. Встречаются и более тяжелые повреждения: остаточный прогиб вала, отрыв бандажных лент, ослабление посадки втулок концевых уплотнений и т. д.

С повышением начальных параметров пара и увеличением агрегатных мощностей повышаются требования к надежности и экономичности паровых турбин. Особенно это относится к ЦВД и ЦСД.

Увеличение располагаемого теплоперепада на турбину приводит к росту числа ступеней, а повышение давления пара — к увеличению длины концевых уплотнений. В ЦВД и ЦСД современных турбин применяют осевые уплотнения с гребнями, закрепленными в деталях статора или ротора. В ЦВД турбины с $p_0 = 240$ кгс/см² и $t_0 = 560^\circ$ С осевые размеры концевых уплотнений составляют более $1/3$ длины ротора (до 2000 мм). Вследствие этого уменьшается жесткость ротора и корпуса, что увеличивает возможность возникновения задеваний в уплотнениях.

С повышением температуры пара, а следовательно, и тепловых деформаций в турбине увеличивается неравномерность распре-

ления температур по цилиндру, что приводит к искривлению оси и искажению сечения, особенно заметных при пусках и остановках (во время прогрева и остывания). Эти деформации, как термоупругие, так и остаточные, вследствие большой толщины стенок и фланцев и главным образом из-за больших осевых размеров цилиндра достигают значительных величин и являются одной из причин опасного уменьшения радиальных зазоров в проточной части турбины и уплотнениях. Особенно значительной и часто встречающейся деформацией цилиндра является его прогиб из-за различия температур верхней и нижней частей цилиндра которое достигает значительных величин.

Уменьшаются радиальные зазоры как при тепловом, так и при динамическом искривлении ротора. При наличии некоторого искривления ротора задевания носят односторонний характер, вследствие чего искривление вала прогрессирует, что может привести к остаточному прогибу.

На характер развития задеваний в уплотнениях влияют соотношение первоначальных прогибов вала и цилиндра, т. е. соотношение дуг задеваний деталей цилиндра и вала; соотношение твердостей уплотнительных гребней и вала; температура и скорость нагрева одной стороны вала; количество мест нагрева вала при задевании (количество гребней, участвующих в задевании); конструкция уплотнений; скорость износа гребней; величина парового усилия, действующего на сегмент; окружная скорость и т. д. Исходя из этих положений, концевые, диафрагменные и бандажные уплотнения следует рассматривать в зависимости от расположения уплотнительных тонких гребней на деталях ротора и статора (см. рис. 112).

В турбостроении нашли широкое применение уплотнения с гребнями, закрепленными в деталях статора (см. рис. 112, а, б). Данную конструкцию можно применять как для концевых, так и для диафрагменных уплотнений ЦВД и ЦСД турбины; она проста в ремонте в условиях электростанций, а уплотнительные гребни — наиболее часто повреждающиеся детали.

Основным недостатком этой конструкции является повышенная чувствительность валов без защитных втулок к задеваниям и, что особенно опасно, к односторонним задеваниям вала в уплотнениях. При таких задеваниях может появиться остаточный прогиб вала, в результате которого на валу образуются кольцевые канавки в месте задевания. Уплотнительные гребни охлаждаются паром, проходящим сквозь зазоры, поэтому можно считать, что их твердость, определяемая данной рабочей температурой пара, остается постоянной.

За счет нагрева при трении поверхностные слои выпуклой части вала стремятся расширяться в осевом направлении, что вызывает дополнительный местный изгиб вала и дальнейшее прогрессирование задевания. По мере увеличения прогиба вала гребни уплотнения прорезают в размягченном от нагрева металле вала глубоко-

кие канавки. Длина канавок соответствует длине окружности вала, подвергающейся трению.

По мере развития задевания все большее количество уплотнительных гребней вступает в трение с выпуклой частью вала, а также вызывается трение в других уплотнениях — диафрагменных и бандажных. Когда вибрация ротора достигает недопустимых пределов, турбина должна быть остановлена. При охлаждении вал выгибается в обратную сторону под действием упругих напряжений, возникающих при трении и сжатии разогретых частей вала.

Появление остаточного прогиба приводит к вынужденному длительному останову турбины на ремонт, заключающемуся в правке ротора на турбинном заводе или в его замене. Как показали исследования, даже электроискровое упрочнение поверхности вала твердыми материалами при жестких односторонних задеваниях вала не оказывает существенного влияния на износ уплотнительных гребней, выполненных из сталей 15ХМ, 12Х18Н9Т и нейзильбера.

При расположении уплотнительных гребней на деталях ротора (см. рис. 112, ж) при одностороннем его задевании о статор остаточного прогиба вала в концевых уплотнениях, как правило, нет, так как теплопередача через тонкие уплотнительные гребни толщиной 0,2—0,3 мм к валу затруднена, к тому же они охлаждаются паром, проходящим через зазор в уплотнении.

В настоящее время это уплотнение применяют в турбинах КТЗ и турбине К-300-240 (ЛМЗ). Однако следует отметить, что тонкие гребни имеют недостаточную жесткость и прочность, что приводит к увеличению количества гребней (перепад давлений на гребень уменьшается) и соответственно осевой длины уплотнений. Замена уплотнительных гребней в условиях электростанций длительна и сложна. При этом требуется удалить поврежденные гребни, прочистить, а иногда и проточить канавки на валу и вновь зачеканить гребни, что при большом числе гребней и массе ротора чрезвычайно сложно.

Насаживаемые на вал втулки в концевом уплотнении (рис. 116) защищали вал, предотвращали появление остаточного прогиба при одностороннем задевании и поэтому широко применялись в паровых турбинах до 50-х годов.

Уплотнительные сегменты крепят в деталях статора турбины: в цилиндре, обоймах, диафрагмах. Для уменьшения трения при задевании вращающихся частей о неподвижные применяют пластинчатые (рис. 117, а) или витые (рис. 117, б) пружины, которые прижимают сегменты к опорным поверхностям в радиальном направлении в сторону вала и тем самым сохраняются радиальные зазоры.

Пластинчатые пружины для фиксирования их положения относительно сегмента обычно делают с боковым выступом. Иногда вместо выступа делают отверстие, в которое входит штифт, однако

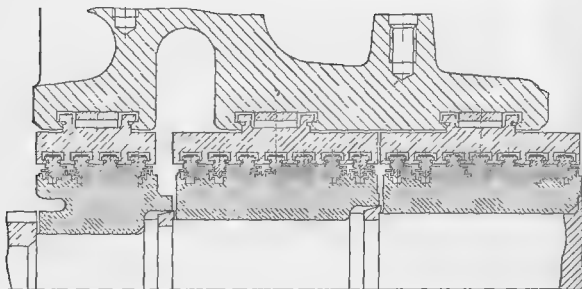


Рис. 116. Переднее концевое уплотнение турбины Т-25-90 (ЛМЗ)

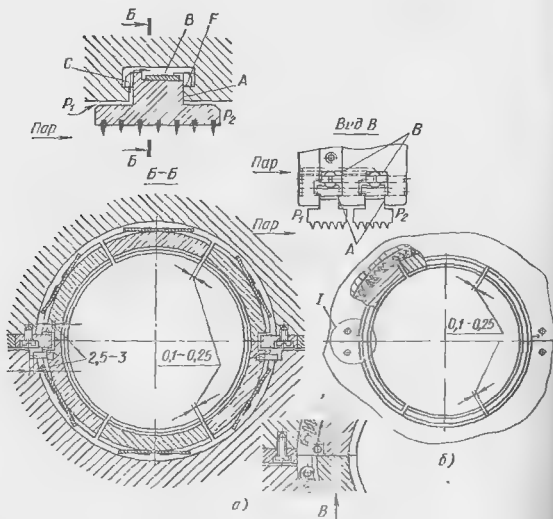


Рис. 117. Конструкция подвижных уплотнений с пружинами:
а — пластинчатыми; б — спиральными

это отверстие может быть концентратором напряжений, что может привести к поломке пружины. Поверхность прилегания *A* является одновременно и опорой. Пар по радиальному зазору между хвостовой частью сегмента и поверхностью паза в обойме (или диафрагме), как показано стрелкой, поступает в камеру *B*, для чего в хвостовой части сегмента сделаны пазы *C*. К посадочным поверхностям *F* в сторону вала сегмент прижимается паром.

В мощных турбинах в концевых уплотнениях применяют крепление сегментов с пружинами непосредственно в корпусе или в обоймах. Обоймы, в свою очередь, закрепляют в корпусе так же, как диафрагмы или промежуточные обоймы (см. рис. 109). При таком креплении в случае теплового радиального расширения обойм по отношению к корпусу турбины сохраняется соосность расточек, в результате чего обеспечивается неизменность радиальных зазоров в уплотнении между вращающимися и неподвижными деталями.

В последние годы проводятся научно-исследовательские работы по предотвращению односторонних задеваний ротора в уплотнениях при нестационарных тепловых состояниях турбины и устранению последствий этих задеваний.

Одним из решений указанных проблем является создание новых конструкций уплотнений. Конструкция безвтулочного уплотнения показана на рис. 118, *д, е*.

Сегменты с уплотнительными гребнями, имеющими радиальные кромки, закреплены в статоре турбины (цилиндре, обойме, диафрагме и т. д.) с пластинчатыми или спиральными пружинами. Уплотнительные гребни имеют цилиндрическую или коническую форму, причем угол конуса гребня может составлять от 0 до 45°. На торцевой поверхности уплотнительных сегментов делают вертикальные пазы для прохода пара из любой (определенной по расчету) вихревой камеры в паз хвостовика. Уплотнение имеет горизонтальный разъем. Крепят сегменты у горизонтального разреза к деталям статора обычным способом с помощью шпонок и винтов. Величина среднего шага гребней имеет значение $t_{\text{ср}} = 3,5 \div 3,65$ мм.

Средний шаг гребней в передних концевых уплотнениях с учетом выпавшего гребня между сегментами $t_{\text{ср}} = 6 \div 6,5$ мм. Уменьшение шага, а значит и осевой длины в данном уплотнении, по сравнению с применяемыми осевыми уплотнениями (см. рис. 112, *а, б, ж*) составляет 40%.

Большая степень дросселирования пара в описанном уплотнении по сравнению с осевыми уплотнениями достигается за счет более полного гашения скорости пара в вихревых камерах. Это приводит к сокращению количества гребней, уменьшению осевого размера уплотнения, стрелы прогиба вала, а значит и возможности возникновения задеваний в уплотнениях при изгибе цилиндра и вала.

Другая конструкция уплотнений (рис. 118) позволяет устранить опасное развитие задеваний в уплотнениях, унифицировать

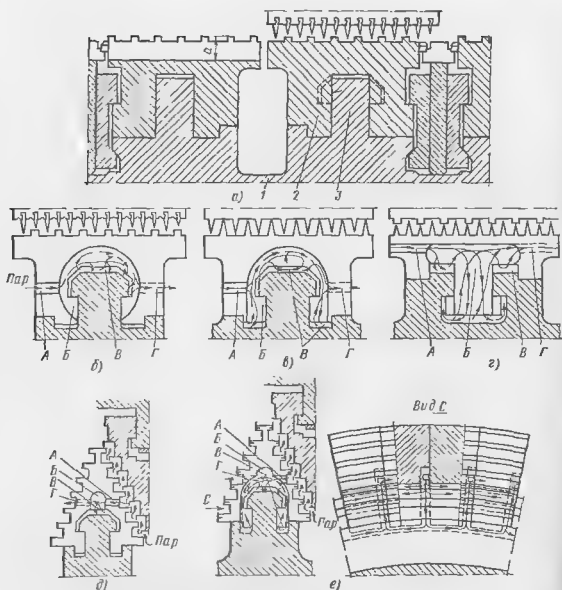


Рис. 118. Наборные уплотнительные сегменты:

а — без охлаждения, б, д — с одним потоком охлаждения, в, г, е — с двумя потоками охлаждения

концевые и диафрагменные уплотнения в турбине. Эта конструкция проста в изготовлении, сборке, а также ремонте в условиях электростанции. Уплотнительные сегменты насаживают на вал хвостовиками, которые имеют, как правило, грибовидную и Т-образную форму. Их выполняют непосредственно на валу или на выступах вала. Набор сегментов производят через один или два замковых паза, расположенных диаметрально противоположно.

Выступы 3 на валу 1 и сегменты уплотнений 2 находятся при эксплуатации в лучших условиях, чем в обычных конструкциях. Передача теплоты валу при задевании уменьшается удалением от вала наружных цилиндрических поверхностей сегментов, входящих в контакт с уплотнительными гребнями; усиленным отводом теплоты паром, протекающим сквозь зазоры в уплотнении и омы-

вающим поверхностям сегментов и выступы вала; наличием зазоров в хвостовом соединении.

Сегменты и выступы имеют возможность теплового расширения в осевом направлении.

При ремонте изношенные сегменты заменяют новыми. Наборные сегменты можно использовать для ремонта других конструкций уплотнений.

Большая надежность работы уплотнений при пестационарных тепловых режимах и возможных задеваниях достигается при применении системы обогрева (охлаждения) в набранных на валу сегментах. Она может быть выполнена с одним (рис. 118, б, д) и двумя (рис. 118, в, г, е) потоками пара в хвостовиках.

На торцовых поверхностях сегментов выполняют отверстия *A* прямоугольного или круглого сечения и пазы *Б* для прохода пара из области с большим давлением в зазоры *В* хвостовика. Для выхода пара из зазора *В* в хвостовике в область с меньшим давлением на противоположной стороне имеются осевые отверстия *Г*. Отверстия *A* и *Г* смещены по окружности одно относительно другого на длину одного или нескольких сегментов. Система охлаждения (нагрева) вала двумя потоками пара обеспечивается соответствующей формой и размерами паза *Б* для подвода пара в зазоры хвостовика.

Для эффективной работы рассматриваемой системы при пуске турбины необходим подвод пара повышенного давления в уплотнение, например от деаэратора 6 кгс/см², температура которого регулируется впрыском воды или пропуском через парохладитель.

При пусках и нагружениях турбины пар, протекающий сквозь зазоры хвостового соединения, прогревает сегменты и вал и тем самым способствует быстрому выравниванию температур. Во время останова турбины пар равномерно охлаждает сегменты и вал. При возможных в эксплуатации турбин задеваниях в уплотнениях данная конструкция теплового экрана предотвращает передачу теплоты (выделившейся при трении) от сегментов к валу.

Бандажные уплотнения выполняют жесткого типа без пружин. Это объясняется сложностью изготовления подвижных сегментов малых размеров при больших диаметрах. Ввиду жесткости бандажных уплотнений в случае задевания их при эксплуатации турбин могут стачиваться уплотнительные гребни, прорезаться канавки на бандажах рабочих лопаток, в обоймах или диафрагмах (рис. 119, б) или отрываться бандажи в конструкциях с уплотнительными гребнями, выполненными над бандажами (рис. 119, а).

Величина радиального зазора в бандажных уплотнениях $b = 1 \div 1,5$ мм. Возможность прорезания канавок на неподвижных деталях уплотнения без иарушения уплотнительных гребней предусмотрена конструкциями уплотнений ЛМЗ с мягкими вставками, закрепленными в обоймах (рис. 119, в).

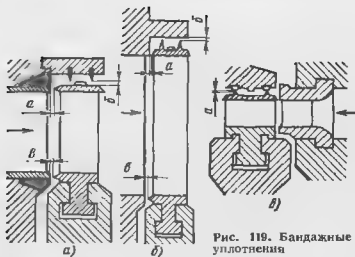


Рис. 119. Бандажные уплотнения

Трубопроводы концевых уплотнений. Через концевые уплотнения турбины при давлении в цилиндре выше атмосферного просачивается пар, а при вакууме может засасываться воздух. Для надежной и экономичной работы турбины необходимо обеспечить отсос пара из уплотнений с избыточным давлением и под-

вод пара к уплотнениям, находящимся под вакуумом.

В мощных турбинах применяют бескаминные концевые уплотнения (рис. 120). Для предотвращения попадания пара в подшипники и автоматизации работы уплотнений применяют регулятор давления пара. В предпоследних камерах *Б* давление $p = 1,1 \div 1,05 \text{ кгс/см}^2$ при любых режимах работы турбины. Паровоздушная смесь из последних камер *А*, в которых $p = 0,97 \div 0,98 \text{ кгс/см}^2$, отсасывается эжектором сальникового подогревателя (воздух в камеры *А* проникает через наружные уплотнительные гребни). Регулятор давления поддерживает в камере эжектора (в сальниковом подогревателе) давление $p = 0,95 \text{ кгс/см}^2$, тем самым в камерах уплотнения давление $p = 0,97 \div 0,98 \text{ кгс/см}^2$.

Материалы для лабиринтовых уплотнений. Для уплотнительных гребней, запрессованных в уплотнительные сегменты или вал, и сегментов, в которых выточены уплотнительные гребни, применяют материалы, устойчивые против длительного коррозионного воздействия перегретого и влажного пара, так как толщина гребней мала, а сохранение их размеров определяет работоспособность лабиринтовых уплотнений.

Прочность и пластичность этих материалов должны соответствовать рабочим температурам, при которых тонкие гребни уплотнений сохраняли бы свою форму и размеры в эксплуатации.

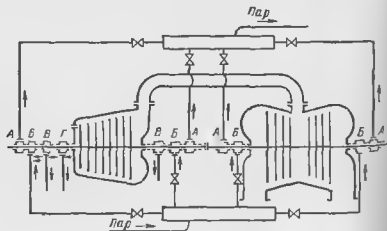


Рис. 120. Принципиальная схема трубопроводов концевых уплотнений

Особое значение имеют свойства материала уплотнений, определяющие его поведение при задеваниях — трении поверхностей ротора (вала, втулок, бандажей рабочих лопаток) в случае изгиба вала. Таким образом третье основное требование к металлу уплотнений заключается в том, что он должен минимально нагревать вал, не повреждать его при изгибе и не налипать на вал.

Материал уплотнительных гребней в случае трения их о вал должен быстро изнашиваться. В различных областях температур для гребней лабиринтовых уплотнений применяют латунь Л68 до 250° С, нейзильбер МНЦ 15—20 до 400° С, никель Н1 до 450° С, молибд ННМЖМц 28—2,5—1,5 до 500° С, сталь 12Х18Н9Т до 600° С. В большей мере всем рассмотренным требованиям удовлетворяет латунь Л68.

§ 17

ПОДШИПНИКИ

Условия работы опорных подшипников. Ротор турбины шейками вала должен лежать во вкладышах опорных подшипников, которые определяют правильное положение ротора относительно статора в радиальном направлении, т. е. обеспечивают равномерные радиальные зазоры в уплотнениях и между другими деталями ротора и статора, поэтому подшипники должны иметь неизменное положение, сохранять жесткость, воспринимать все усилия и вибрации при работе турбины. В опорных подшипниках должно быть обеспечено жидкое трение между шейками вала и внутренними поверхностями расточки вкладышей. Ось шейки вала должна быть параллельна оси расточки вкладыша.

Опорный подшипник состоит из корпуса, крышки и вкладыша, выполненного из двух половин, скрепленных между собой болтами по горизонтальному разъему. Внутреннюю поверхность вкладыша заливают антифрикционным сплавом — баббитом Б83.

Масло, подаваемое в подшипник, предназначено для образования масляного клина при жидкостном трении и отвода теплоты; передаваемой от горячих частей турбины по валу и корпусу. В состоянии покоя ротора турбины или его вращения валоповоротным устройством с частотой 2—4 об/мин шейка вала соприкасается с баббитовой заливкой вкладыша, так как при этом масло выдавливается под действием веса ротора (рис. 121). Таким образом, в нижней половине подшипника между внутренней расточкой вкладыша и шейкой вала создается суживающийся клиновидный зазор.

При увеличении частоты вращения шейка вала увлекает за собой прилегающий слой масла за счет сил сцепления между маслом и поверхностью шейки вала. Следующие вязкие слои масла также движутся в направлении клиновидного зазора. Поэтому в клиновидном зазоре подшипника давление масла (несжимаемой жидкости) увеличивается. При частоте вращения 40—50 об/мин

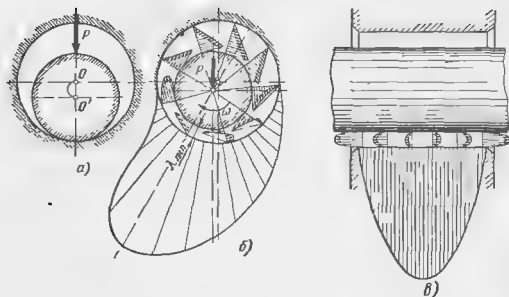


Рис. 121. Распределение давления масла в подшипнике:

а — вал неподвижен, *б* — вал вращается, *в* — давление в масляном слое вдоль оси подшипника

В клиновидном зазоре создается давление, достаточное для того, чтобы приподнять вал и отжать его в сторону вращения.

По мере повышения частоты вращения ротора количество масла, поступающего в суживающийся клиновидный зазор, увеличивается, давление в нем возрастает и вблизи самого узкого места масляного клина может достигать более 10–30 кгс/см²; толщина масляной пленки в самом узком месте увеличивается. Центр вала перемещается по полуокружности $O'O$ (рис. 121, *а*).

Теоретически центр вала может достичь точки O (центра расточки вкладыша) при бесконечно большой частоте вращения. Таким образом, под действием масляного клина наиболее возможное смещение центра вала влево составляет четверть диаметрального зазора, а вверх — половину его. Скорость масла у поверхности шейки вала равна ее окружной скорости, а у поверхности внутренней расточки вкладыша — нулю. В масляном зазоре верхней половины вкладыша закон изменения скоростей может быть представлен прямой линией.

В суживающемся по направлению вращения и расширяющемся после узкого места клиновидном зазоре в нижней половине вкладыша на изменение скорости масла (прямолинейный закон) влияет изменение скорости масла, вытекающего в сторону, обратную вращению ротора (параболический закон). При совпадении направлений скоростей и расширения масляного клина давление масла постепенно уменьшается до 0,7–1,2 кгс/см², и под этим давлением подается в подшипник.

Зависимости изменения скорости масла от центра вкладыша к его краям вдоль оси подшипника по толщине слоя и давления по оси подшипника представляют собой параболу (рис. 121, *в*). Максимальное давление — в середине подшипника, минимальное

у его торцов. Из рассмотренного следует, что для образования жидкостного трения в подшипнике должно соблюдаться равенство сумм проекций сил давления в масляном слое на вектор усилия P , действующего на шейку ротора, и этого усилия.

Минимальная толщина $\lambda_{\min}$ масляной пленки возрастает с увеличением вязкости масла, частоты вращения ротора и уменьшением нагрузки на подшипник. Температура масла 35—45° С при входе в подшипник принята из условия оптимальной вязкости специальных масел марок Л, УТ или Т и получения достаточной толщины $\lambda_{\min}$ масляной пленки. При понижении температуры вязкость масла возрастает до значения, при котором сплошная масляная пленка может не образоваться.

Нагрузка на подшипник определяется в основном массой ротора. Допустимое удельное давление для опорного подшипника зависит от многих факторов. Основной из них — минимальная толщина масляного слоя $\lambda_{\min}$ в наиболее тонком месте; она должна превышать суммарную высоту микронеровностей на поверхностях шейки вала и вкладыша. Шейки валов и вкладыши обрабатывают так, чтобы суммарная средняя высота неровностей была приблизительно равна 0,01 мм. Следует также учитывать возможное изменение формы шейки вала, конусность, эллиптичность, бочкообразность, уменьшение зазора от теплового расширения, перекос оси вала относительно оси вкладыша и некоторую вибрацию вала в масляном слое. Необходимо, чтобы толщина $\lambda_{\min}$ масляного слоя была больше высоты микронеровностей шейки вала и вкладыша при возможно низкой частоте вращения, желательно не более 200—300 об/мин. В противном случае при малой частоте вращения ротора подшипник будет быстро срабатывать. При полной частоте вращения толщина масляного слоя

$$\lambda_{\min} = k\lambda_{\text{крит}} \approx 0,015 - 0,03 \text{ мм}, \quad (143)$$

где $k = 1,5 \div 2$ — коэффициент запаса надежности при жидкостном трении в подшипнике; $\lambda_{\text{крит}} = 0,01 \div 0,015$ мм.

Для соблюдения условия жидкостного трения допускается удельное давление на опорный подшипник 10—20 кгс/см² при окружной скорости до 60 м/с.

При жидкостном трении рабочие поверхности шейки вала и вкладыша разделены слоем масла, и сопротивление движению определяется только внутренним трением в масле. Коэффициент жидкостного трения равен 0,001—0,005.

При полусухом и полужидкостном трении условие (143) не соблюдается. Коэффициенты полусухого и полужидкостного трения зависят не только от качества масла, но также и от материала трущихся поверхностей, и изменяются в пределах: 0,008—0,1 для полужидкостного трения и 0,1—0,2 для полусухого трения. При этих видах трения изнашиваются трущиеся поверхности.

Допускаемая безопасная температура масла на выходе из подшипников 70° С. С повышением температуры вязкость масла и

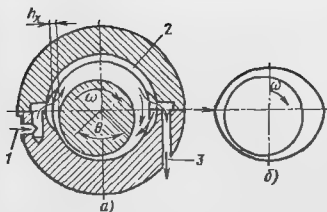


Рис. 122. Расточка вкладыша подшипника:

а — цилиндрическая, б — овальная; 1 — подвод масла, 2 — выточка во вкладыше, 3 — дополнительный слив масла

минимальная толщина пленки $\lambda_{\min}$ уменьшаются, начинается интенсивное окисление масла и оно быстро стареет.

Через место, где масляный слой имеет $\lambda_{\min}$, проходит в среднем от 0,15 до 0,4 количества масла, от общего его количества подводимого к подшипнику. Чем меньше $\lambda_{\min}$, тем меньше масла проходит через сечение, причем здесь выделяется наибольшая часть теплоты при трении, и температура масла значительно выше его средней температуры на сливе из подшипника. При слишком малой величине $\lambda_{\min}$ проходящее масло будет чрезмерно нагреваться и быстро стареть, особенно, если шейка вала горячая.

Конструкция опорных подшипников. На работу опорного подшипника большое влияние оказывает место подвода и отвода масла, организация его распределения по шейке вала внутри вкладыша, форма выточки во вкладыше и величины зазоров между шейкой вала и выточкой во вкладыше (рис. 122).

Каналы для подвода масла выполняют обычно в нижних половинах вкладышей сверлением или заливкой трубки с выходом к горизонтальному разветвлению (см. рис. 124). Перед входом масла в опорный подшипник устанавливают дроссельную шайбу, регулируемую количеством масла, подводимого в подшипники при пробных пусках турбины. По температуре масла на выходе из подшипника судят о количестве подводимого масла, и в случае необходимости заменяют дроссельную шайбу другой с большим или меньшим проходным сечением.

При подводе масла со стороны выхода из масляного клина оно вначале поступает в верхнюю половину вкладыша, охлаждает шейку вала. Затем масло затягивается в клиновидный зазор, расположенный в нижней половине.

Для увеличения зазора λ_v , определяющего расход масла, во вкладышах делают развал, который не доходит до торцов вкладыша и поэтому не увеличивает слива масла в осевых направлениях. С диаметрально противоположной стороны вкладыша также делают развал для улучшения условий питания маслом масляного клина. Маслораздаточная канавка в верхней половине вкладыша увеличивает поток масла, охлаждающего шейку вала и питающего масляный клин почти холодным маслом. Ее выполняют кольцевой в середине вкладыша или наклонной и не доводят до торцов вкладыша, чтобы не увеличить слива масла. В случае

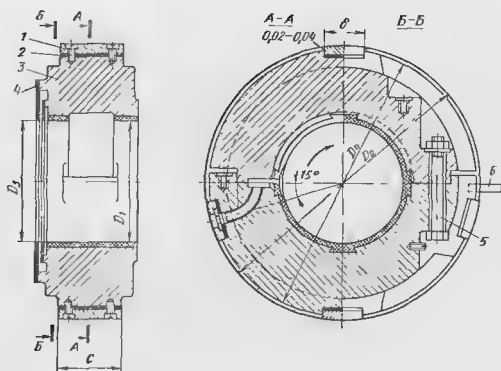


Рис. 123. Жесткие регулируемые вкладыш диаметром 250—450 мм опорных подшипников турбин ЛМЗ

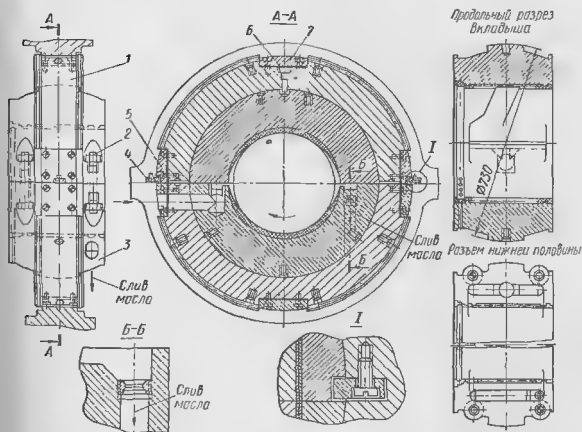


Рис. 124. Самоустанавливающийся вкладыш опорных подшипников турбин ХТГЗ

необходимости интенсивного охлаждения шейки вала организуют дополнительный слив масла (рис. 122, а) со стороны, диаметрально противоположной его подводу.

В мощных турбинах делают цилиндрическую и овальную расточки в баббитовой заливке опорных вкладышей. При цилиндрической расточке нижнюю половину вкладыша приабраивают по шейке вала на дуге 60° . Верхний масляный зазор между шейкой и баббитовой заливкой обычно принимают равным $0,0015d_v$ с минимально допустимым зазором 0,2 мм. Величина бокового зазора с каждой стороны может быть принята приблизительно $0,001d_v$. У торцов в нижней половине вкладыша с обеих сторон делают скосы на длине 10—20 мм, глубиной около 0,02 мм.

При овальной (эллиптической) расточке вкладышей (рис. 122, б) боковые зазоры между шейкой вала и расточкой вкладыша примерно в 2 раза больше верхнего зазора, равного $0,001d_v$.

Опорные подшипники в зависимости от конструкции наружной поверхности вкладышей могут быть жесткими (рис. 123) и самостанавливающимися. Две половины вкладышей соединяют в плоскости горизонтального разъема, совпадающей с плоскостью разъема корпуса подшипника и цилиндра. Малейшие отступления при сборке подшипника могут нарушить радиальные зазоры и привести к вибрации турбины.

Внутреннюю поверхность различных типов вкладышей выполняют примерно одинаковой. При этом в стальных или чугунных вкладышах ее заливают антифрикционным сплавом—баббитом марки Б83. На поверхности вкладышей под заливку баббитом протачивают обычно кольцевые и продольные пазы в виде ласточкина хвоста или винтовой линии.

Цилиндрическую поверхность маслораздаточной канавки вкладыша (масляного кармана) делают без баббитовой заливки (рис. 123) или с тонким слоем баббита (рис. 124). Тонкий слой баббита в канавку вкладыша заливают для того, чтобы сохранить сплошность слоя баббита и исключить проникновение масла под баббитовую заливку, которое приводит к отслаиванию баббита.

Для предупреждения попадания масла в концевые уплотнения во вкладышах выполняют кольцевые канавки, в которые собирается масло, стекающее в корпус подшипника через каналы нижней половины вкладыша. Кольцевые канавки подшипника ограничивают маслоотбойными кольцами (лабиринтовыми уплотнениями, см. рис. 123) или кольцевым баббитовым поясом (рис. 124). В дополнение к этому в подшипниках еще устанавливают паромаслоотбойные уплотнения 2 (рис. 125). Попадание масла из подшипников на горячие части турбины приводит к сгоранию масла, появлению дыма и загрязнению конденсата, а проникновение пара из уплотнений в подшипники — к порче и быстрому старению масла.

Радиальную установку вкладыша (см. рис. 123) осуществляют четырьмя установочными подушками 1 (три в нижней половине и

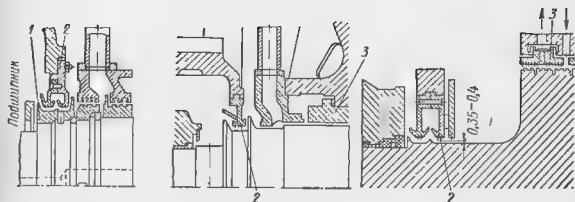


Рис. 125. Паромаслоотбойные уплотнения:

1 — втулка; 2 — уплотнение паромасляное; 3 — концевое уплотнение

одна в верхней), которые крепят винтами. Между подушками 1 и вкладышем 3 устанавливают стальные калиброванные прокладки 2. Подбором толщины этих прокладок достигается требуемое радиальное положение вкладыша.

При сборке подшипника все три подушки нижней половины вкладыша плотно пригоняют к расточке его корпуса, затем под нижней подушкой уменьшают толщину прокладок на величину 0,05—0,07 мм. Правильно установленный на две боковые подушки вкладыш под действием силы тяжести ротора нижней подушкой ляжет на поверхность расточки корпуса. При сборке турбины между верхней подушкой и крышкой подшипника создают натяг в 0,1—0,15 мм, который обеспечивает нормальную работу подшипника при тепловом расширении крышки.

Обе половины вкладыша по горизонтальному разъему связаны болтами 5 и замком 4, препятствующим поперечному перемещению верхней половины относительно нижней. От вращения и сдвига в продольном направлении вкладыш удерживается стопорной пластиной 6, расположенной в гнезде горизонтального разъема корпуса подшипника.

На рис. 124 изображен самоустанавливающийся с шаровой наружной поверхностью вкладыш 3 опорных подшипников турбин ХТГЗ. По горизонтальному разъему половинки вкладыша соединяют четырьмя болтами 2, два из которых центрируют верхнюю половину относительно нижней. От проворачивания вкладыш удерживается цилиндрическим штифтом 6 в верхней половине. Вкладыш с наружной шаровой поверхностью вставляют в установочное кольцо 1, которое, в свою очередь, центрируют в корпусе подшипника на четырех подушках 5 и 7 подобно регулируемому вкладышу (рис. 123). Шаровую поверхность вкладыша доводят шабрением по сфере установочного кольца или шлифованием на токарном станке с помощью специального приспособления. Установочное кольцо удерживается от проворачивания двумя шпонками 4, расположенными на горизонтальном разъеме корпуса подшипника.

Расчет опорного подшипника. Введем основные обозначения, необходимые для расчета:

D, R — соответственно диаметр и радиус подшипника, м;

d, r — соответственно диаметр, радиус шейки вала, м;

$\delta = D - d$ — диаметральный зазор, м;

$\psi = \delta/d$ — относительный зазор (в расчете принимается $\psi = 0,002 \div 0,0035$);

e — эксцентриситет шейки в подшипнике, м;

$\chi = e/(R - r)$ — относительный эксцентриситет;

l — длина рабочей поверхности вкладыша, м;

P — грузоподъемность подшипника (сила, передаваемая шейкой вала на вкладыш), кгс;

μ — вязкость, кгс·с/м²;

$u = \pi d n / 60$ — окружная скорость вращения вала, м/с;

n — частота вращения ротора, об/мин.

Задаваясь значением l/d и вычислив безразмерный коэффициент грузоподъемности $\frac{P\psi^2}{\mu ul}$, по кривым (рис. 126, а) определяют χ .

Затем подсчитывают минимальную толщину масляной пленки:

$$\lambda_{\min} = \frac{\psi d}{2} (1 - \chi) = \frac{\delta}{2} (1 - \chi).$$

Жидкостное трение в подшипнике обеспечивается при значении коэффициента запаса надежности $k = \lambda_{\min} / \lambda_{кр} \geq 1,5 \div 2$, где $\lambda_{кр} = 0,01 \div 0,015$ мм.

При помощи графика (рис. 126, б) определяют величину f/ψ , а затем вычисляют коэффициент трения f в нижней нагруженной половине вкладыша подшипника.

Коэффициент трения в верхней половине вкладыша

$$f' = \frac{1,5\mu ul}{\psi P}.$$

Величина $f' \ll f$, поэтому ею иногда пренебрегают.

Мощность, затрачиваемая на трение в подшипнике,

$$N_r = \frac{P(f + f')u}{102}.$$

Коэффициент расхода масла через нижний вкладыш $\frac{Q_1}{\psi ndl}$ определяют по графику (рис. 126, в). Затем вычисляют расход масла Q_1 , вытекающего через торцы подшипника под действием давления масляного клина. Под действием избыточного давления p_e масло подается к подшипнику и вытекает через торцы вкла-

дыша. Расход масла Q_2 рассчитывают по уравнению

$$Q_2 = \frac{0,516 \delta^{3,4} \rho_e (1 + d/l)^{1,2}}{d^{0,4} \mu (\mu l / \rho_{cp})^{0,2}},$$

где $p_{cp} = P/(ld)$ — среднее давление на подшипник, кгс/м².
Полный расход масла

$$Q = Q_1 + Q_2.$$

В результате трения по всей поверхности вкладыша выделяется количество теплоты

$$W = \frac{102 N_f}{427} = \frac{P(f + f')u}{427}. \quad (144)$$

Это количество теплоты W должно быть отведено маслом при расходе $Q = Q_1 + Q_2$.

$$W = c p Q (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}), \quad (145)$$

где c — удельная теплоемкость масла, ккал/кг·°С; ρ — плотность масла, кг/м³; $t_{\text{вых}}$, $t_{\text{вх}}$ — температуры масла на выходе из подшипника и входе в него, °С.

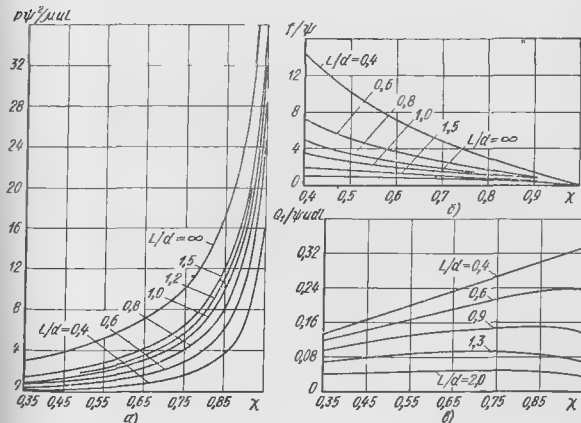


Рис. 126. Вспомогательные графики для определения:

а — грузоподъемности подшипника; б — коэффициента трения, в — расхода смазки

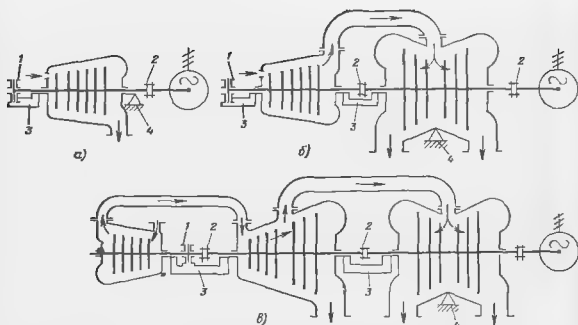


Рис. 127. Схемы расположения упорных подшипников в турбине (опорные подшипники не показаны):

a — одноцилиндровой *б* — двухцилиндровой, *в* — трехцилиндровой; 1 — упорный подшипник, 2 — жесткая в осевом направлении соединительная муфта; 3 — корпус подшипника, 4 — неподвижная точка цилиндра

Из уравнений (144) и (145) определим величину повышения температуры масла в подшипнике:

$$\Delta t = t_{\text{вык}} - t_{\text{вх}} = \frac{P(f + f')u}{427cpQ}.$$

Условия работы упорных подшипников. Упорные подшипники воспринимают осевое усилие от ротора и фиксируют положение ротора по отношению к статору. Их устанавливают со стороны впуска пара в ЦВД для создания наименьших осевых зазоров:

1) в проточной части в среде с большой плотностью пара, так как самые небольшие утечки пара сказываются на экономичности турбины;

2) в передних концевых уплотнениях, где количество уплотнительных гребней наибольшее (в целях сокращения длины уплотнения).

На рис. 127, *a* показан упорный подшипник 1, расположенный в передней части одноцилиндровой турбины.

В двухцилиндровых турбинах (рис. 127, *б*) при соединении ротора ЦВД и ЦНД жесткой или полужесткой соединительной муфтой также устанавливают упорный подшипник 1 со стороны впуска пара в ЦВД. Изменение осевых зазоров в ЦНД происходит за счет суммарного относительного теплового расширения ротора ЦНД и ЦВД.

В трехцилиндровых турбинах (рис. 127, *в*) обычно применяют жесткие муфты и устанавливают один упорный подшипник. Для

уменьшения осевых зазоров упорный подшипник устанавливают между ЦВД и ЦСД. Пар в этих цилиндрах направляют в противоположные стороны.

Роторы турбины и генератора соединяют обычно полужесткой муфтой. В генераторе упорного подшипника нет и осевое усилие воспринимается упорным подшипником турбины.

Причинами возникновения осевого усилия, действующего на ротор активной турбины, являются статическое давление пара, приходящееся на рабочие лопатки, диски и уступы ротора, и динамическое усилие протекающего в каналах рабочих лопаток пара. Осевые реактивные турбины имеют барабанный ротор, на котором отсутствуют диски, поэтому статическое давление пара на диски в этих турбинах также отсутствует.

Осевое усилие от статического давления на рабочие лопатки произвольной ступени подсчитывается по формуле (рис. 128, а)

$$P_{л1} = (p'_1 - p_2) \pi d_c L_2.$$

Динамическое усилие на лопатки ступени

$$P_{л2} = \frac{G}{g} (c_{1a} - c_{2a}).$$

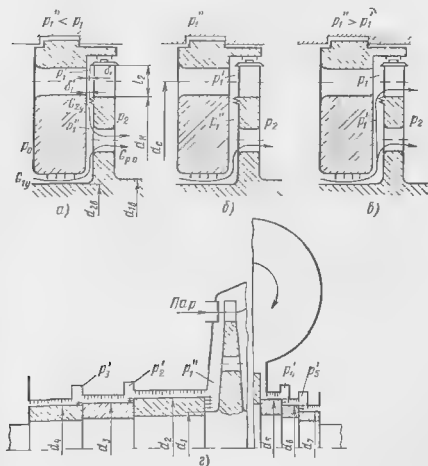


Рис. 128. Эскиз к определению осевого усилия, действующего на ротор

Обычно эта величина мала, так как $c_{1a} \approx c_{2a}$ в активных и реактивных ступенях, поэтому ею можно пренебречь. Суммарная величина осевого давления на лопатки всех ступеней

$$P_{\text{л}} = \sum P_{\text{л}i} = \sum (p'_1 - p_2) \pi d_{ci} l_i.$$

Следует отметить, что во время эксплуатации при заносе солями проточной части осевое усилие на лопатки может значительно изменяться. Осевое усилие на диск одной ступени

$$P'_{\text{д}} = (p'_1 - p_2) \frac{\pi}{4} (d_{\text{к}}^2 - d_{1\text{в}}^2).$$

Осевое усилие на диски всех ступеней

$$P_{\text{д}} = \sum P'_{\text{д}} = \sum (p'_1 - p_2) \frac{\pi}{4} (d_{\text{к}}^2 - d_{1\text{в}}^2).$$

В данном уравнении наиболее сложно определить давление пара p'_1 в зазоре между диафрагмой и диском. В дисках для уравновешивания давлений по обе его стороны делают от пяти до семи разгрузочных отверстий. Давление p'_1 зависит от расходов пара через диафрагменное G_{1y} , корневое G_{2y} уплотнения и разгрузочные отверстия $G_{p.o.}$

На рис. 128, а, б, в приведены три возможных случая протечки пара через уплотнения и загрузочные отверстия. Протечки пара через уплотнения G_{1y} и G_{2y} , а значит и давление p'_1 , меняются при эксплуатации турбины, так как изменяются зазоры и коэффициенты расходов в уплотнениях при возможных задеваниях вращающихся деталей о неподвижные, а также после ремонта.

Осевое усилие на уступы ротора складывается из усилий на уступы в диафрагменных и концевых уплотнениях. На рис. 128, а показаны ступицы диска с диаметрами $d_{1\text{в}}$ и $d_{2\text{в}}$. Осевое усилие

$$P'_{y \text{ д}} = p'_1 \frac{\pi}{4} (d_{1\text{в}}^2 - d_{2\text{в}}^2).$$

Суммарное усилие во всех дисках, имеющих подобную разность диаметров,

$$P_{y \text{ д}} = \sum P'_{y \text{ д}} = \sum p'_1 \frac{\pi}{4} (d_{1\text{в}}^2 - d_{2\text{в}}^2).$$

Осевое усилие на уступы в концевых уплотнениях (см. рис. 128, г)

$$\begin{aligned} P_{y. \text{к}} = & -p''_1 \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) + p'_2 \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_3^2) + \\ & + p'_3 \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_4^2) - p'_4 \frac{\pi}{4} (d_5^2 - d_6^2) - p'_5 \frac{\pi}{4} (d_6^2 - d_7^2). \end{aligned} \quad (146)$$

В данном уравнении принято осевое усилие со знаком плюс по ходу пара и минус — против.

Суммарное осевое усилие на уступы ротора

$$P_y = P_{y.д} + P_{y.к.}$$

Осевое усилие, действующее на ротор и воспринимаемое упорным подшипником,

$$P_{ос} = P_л + P_д + P_y.$$

При конструировании турбины стремятся уменьшить осевое усилие, воспринимаемое упорным подшипником. Для этого используют следующие методы.

1. В дисках первых и средних ступеней делают от пяти до семи разгрузочных отверстий.

2. Увеличивая диаметр переднего концевое уплотнения, создают осевое усилие, направленное в сторону, противоположную (против хода пара) основному осевому усилию, действующему на ротор.

3. В многопоточных турбинах в ЦНД потоки пара направляют в противоположные стороны (см. рис. 127, б, в).

4. В мощных турбинах в ЦВД и ЦСД потоки пара направляют в противоположные стороны (см. рис. 127, в).

Следует отметить, что при промежуточном перегреве пара из-за большой аккумулирующей способности его трубопроводов может произойти значительный кратковременный рост осевых усилий (в 2—3 раза превышающих расчетные) при быстро изменяющихся режимах работы турбины. Иногда это приводит к повреждению упорного подшипника, а от надежности работы упорных подшипников зависит надежность работы всего турбоагрегата.

Несущая способность упорных подшипников зависит от организации маслоснабжения, конструкции упорных подшипников, колодок и распределения нагрузки между отдельными колодками.

Конструкции и смазка упорных подшипников. В стационарных турбинах применяют подшипники колодочного (сегментного) типа.

Образование масляного клина — основа работы упорных подшипников колодочного типа (рис. 129).

Упорные колодки установлены в неподвижной обойме подшипника и могут поворачиваться вокруг ребра качания 5. Масло подается к валу и протекает между упорными колодками, как показано стрелкой А. При вращении ротора прилегающий слой масла за счет сил сцепления между маслом и торцовой поверхностью упорного гребня затягивается под упорные колодки. Следующие вязкие слои масла также движутся в направлении клиновидного зазора (показано стрелкой Б).

Так как масло — жидкость несжимаемая, то при непрерывном его поступлении повышается давление, которое поворачивает каждую колодку вокруг ребра качания. Между упорными поверхностями колодок 2, залитыми баббитом, и поверхностью упорного диска 3 создается клинообразный масляный слой. В упорном под-

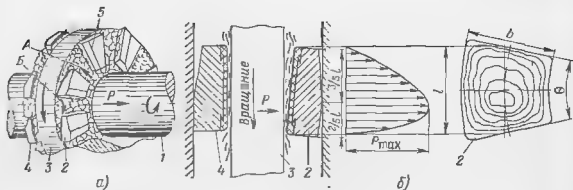


Рис. 129. Упорный подшипник колодочного типа:

a — вид на колодки, *б* — схема образования масляного клина, *1* — вал; *2* — рабочие упорные колодки, *3* — упорный диск (гребень); *4* — нерабочие (установочные) колодки; *5* — ребро качания колодки

шипнике при малой частоте вращения вала во время пуска или останова турбины при полужидкостном трении осевое давление очень мало. На опорный подшипник при таком же полужидкостном трении действует полная весовая нагрузка ротора. Отсюда следует, что требования хорошей прирабатываемости и минимального коэффициента трения в режиме ограниченной смазки для упорных подшипников не имеют такого значения, как для опорных.

По мере возрастания частоты вращения ротора при пуске турбины образуется масляный клин (при жидкостном трении), но осевое давление практически не меняется. С увеличением нагрузки турбины растет осевое усилие на ротор и в образовавшемся масляном клине упорного подшипника увеличивается давление масла. Распределение давления по всей площади колодки и его максимальная величина зависят от геометрических размеров колодки и расположения ребра качания.

При вращении упорного гребня масло давит на колодку; место максимального давления не совпадает с точкой опоры (ребром качания) колодки. Равнодействующая P давления и равная ей, но противоположно направленная реакция R образуют пару сил, удерживающую сегмент в наклонном по отношению к боковой плоскости гребня положении.

Обычно ребро качания, вокруг которого поворачивается колодка, делит дугу на среднем диаметре колодки в отношении 3 : 2 (меньшая часть со стороны выхода масла из колодки). Для получения одинакового зазора по длине выходной кромки линия качания должна быть параллельна выходной кромке сегмента (колодки). Изменение положения ребра качания по ширине колодки уменьшает несущую способность подшипника. При смещении ребра качания в сторону выхода масла уменьшается минимальная толщина масляной пленки $\lambda_{\min}$ на выходе, а при смещении ребра качания в сторону входа масла увеличивается $\lambda_{\min}$ на выходе, но при этом уменьшаются угол наклона колодки и боковые утечки, что приводит к недостаточному отводу выделяющейся теплоты из масляной пленки.

В упорном подшипнике принимают: отношение ширины колодки по окружности среднего диаметра к ее радиальной высоте $l/b = 0,75 \div 1,25$ (обычно $l \approx b$); отношение толщины колодки к ее ширине равным $0,3-0,35$; число колодок $z = 8 \div 10$; среднее удельное давление равным $10-25 \text{ кгс/см}^2$; допускаемое повышение температуры масла $\Delta t = 5 \div 14^\circ \text{C}$; температуру масла на выходе $t_{\text{вых}} = 65 \div 70^\circ \text{C}$; отношение суммарной площади колодок к площади кольца $zF/F_z = 0,5 \div 0,7$.

При жидкостном трении в упорном подшипнике равнодействующая сил давления масла во всех колодках должна равняться осевому давлению. Минимальная толщина пленки масла находится в прямой зависимости от окружной скорости упорного диска, вязкости масла и в обратной зависимости от осевого давления, приходящегося на диск.

Для обеспечения жидкостного трения в упорном подшипнике минимальная толщина масляной пленки у выходной кромки колодки λ_{min} должна быть больше микронеровностей поверхностей упорного гребня и колодок, а также прогиба упорного гребня, величина которого обычно $y_{\text{max}} \leq 0,01 \text{ мм}$, т. е. $\lambda_{\text{min}} > y_{\text{max}} + 0,01 \text{ мм}$. Поверхности упорного гребня и колодки обрабатывают так, чтобы высота микронеровностей не превышала $0,01 \text{ мм}$.

Для улучшения питания масляного клина важно правильно организовать потоки масла в подшипнике и повысить давление масла, так как тем самым устраняется образование газовых пузырей или уменьшаются их размеры. Для повышения давления масла следует: 1) организовать слив в самой верхней точке подшипника (рис. 130); 2) повысить давление на сливе с помощью установки дроссельных шайб; 3) повысить давление (до $6-10 \text{ кгс/см}^2$) перед входом в подшипник.

При конструировании и сборке упорного подшипника необходимо добиваться равномерного распределения нагрузки на все упорные колодки, учитывая возможные отклонения упорного диска ротора во время работы. Толщина колодок для равномерного распределения осевого усилия между ними (для увеличения несущей способности упорного подшипника) должна быть одинаковой. Разность в толщине колодок допускается до $0,02 \text{ мм}$. При сборке проверяют правильность прилегания колодок к упорному диску и для исправления неточности шабруют поверхности колодок.

Толщина баббитовой заливки составляет $1-1,5 \text{ мм}$, т. е. меньше минимального осевого зазора в проточной части турбины. В случае аварийного расплавления баббитовой заливки ротор смещается на указанную величину, при этом срабатывает реле осевого сдвига, воздействующее на стопорный и регулирующие клапаны. Доступ пара прекращается, и турбина останавливается. Во время выбега ротора осевое давление практически равно нулю, поэтому трение между упорным гребнем и бронзовой или латунной поверхностью не приводит к большому повреждению торцевой

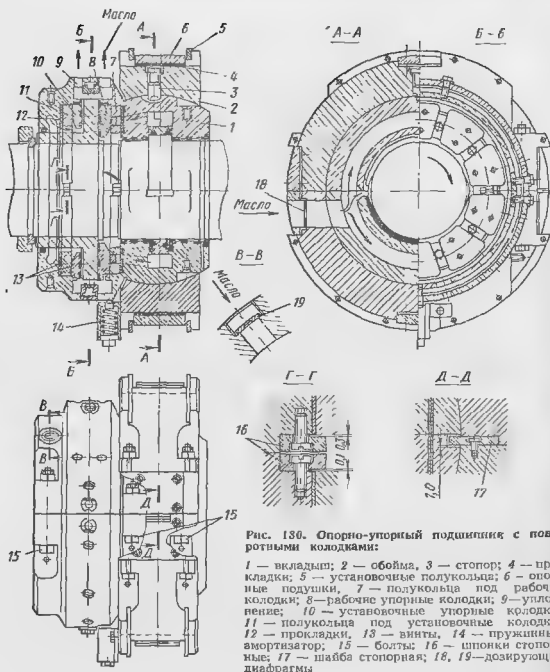


Рис. 130. Опорно-упорный подшипник с поворотными колодками:

1 — вкладыш; 2 — обойма, 3 — стопор; 4 — прокладки; 5 — установочные полуколыца; 6 — опорные подушки, 7 — полуколыца под рабочие колодки; 8 — рабочие упорные колодки; 9 — уплотнение; 10 — установочные упорные колодки; 11 — полуколыца под установочные колодки; 12 — прокладки, 13 — винты, 14 — пружинный амортизатор; 15 — болты; 16 — шпонки стопорные; 17 — шайба стопорная; 18, 19 — дозирующие

поверхности упорного диска, и задеваний вращающихся частей о неподвижные в проточной части турбины не происходит.

Положение ротора фиксируют установочные колодки, расположенные с обратной стороны упорного диска.

Расстояние между установочными и рабочими колодками больше толщины упорного диска; при этом если упорный гребень прижат к рабочим колодкам, то между установочными колодками и гребнем имеется осевой зазор. Его величину (0,4—0,7 мм) выбирают из условий создания масляного клина.

В мощных турбинах применяют комбинированные опорно-упорные подшипники (рис. 130). Вкладыш 1 опорно-упорного подшипника (две половины) изготавливают из стали или высококачественного чугуна.

ственного чугуна. Обе половины вкладыша по разьему соединяют шестью болтами 15 (четыре из них являются центрирующими). Вкладыш 1 устанавливают в обойму 2, имеющую внутри сферическую поверхность, и удерживают в ней стопорным пальцем 3.

Для предупреждения осевого смещения вкладыша в обойме по ее сферической поверхности при сборке создают натяг 0,04—0,08 мм.

Обойму в сборе с вкладышем устанавливают в корпус подшипника на подушках 6 так же, как и в опорных подшипниках (см. рис. 124). Осевое положение обоймы вкладыша фиксируют с помощью установочных полуколец 5 (рис. 130), состоящих из нескольких частей.

Рабочие и установочные колодки опираются соответственно на полукольца 7 и 11, которые, в свою очередь, опираются на комбинированные прокладки, состоящие из двух половин. Подбором прокладок 12 по толщине регулируют осевую зазор между ротором и упорным подшипником.

Положение каждой колодки фиксируется винтами 13, ввернутыми в полукольца 7 и 11 и свободно входящими в отверстия колодок. Полукольца с колодками вставляют в паз вкладыша, в котором имеется выступ, исключающий выпадение колодок. По горизонтальному разьему вкладыша полукольца фиксируются шпонками 16, привернутыми винтами.

Масло к опорно-упорному подшипнику подается через дозирующую диафрагму 18, установленную под опорной подушкой 6. Далее масло поступает в кольцевой канал опорного вкладыша и разветвляется на два потока. Первый поток по каналу у разьема поступает к опорному подшипнику, а второй через косые отверстия к упорным колодкам. Количество маслоотводящих отверстий между колодками равно числу рабочих колодок. Путь масла в опорно-упорном подшипнике показан стрелками.

По цилиндрической поверхности наибольшего радиуса упорного диска для уменьшения потерь на трение диска о масло установлены уплотнения с радиальным зазором 0,4—0,5 мм. Масло сливается через отверстия в нижней половине камеры, расположенной между уплотнительными гребнями. Уплотнение разделяет масляные камеры рабочих и установочных колодок на выходе из упорного подшипника, где измеряется температура масла. По температуре масла можно ориентировочно судить о режиме работы упорного подшипника.

Анализ неполадок показал, что, помимо температуры масла на выходе, необходимо измерять температуру баббита у выходной кромки колодок. По температуре баббитового слоя каждой колодки определяют состояние подшипника (можно оценить величину осевого давления и распределение его по колодкам). Исследованиями установлено, что, несмотря на наличие шаровой поверхности вкладыша, все же наблюдается значительная неравномерность распределения осевого усилия между колодками. Чаще

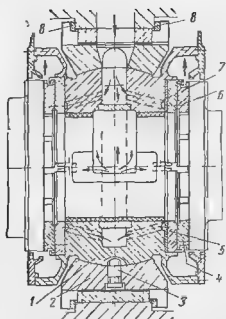


Рис. 131. Опорно-упорный подшипник, устанавливаемый между двумя упорными дисками

неравномерность возникает при пусках и реке (но довольно значительная) при установившихся режимах работы турбины.

При некоторых пусках наиболее нагруженная колодка воспринимает в 2,5—3 раза большее осевое усилие, чем наименее нагруженная. С течением времени такая неравномерность осевого усилия по колодкам снижается в 1,5 раза.

Комбинированный опорно-упорный подшипник, устанавливаемый между двумя упорными дисками (рис. 131), применяется в мощных турбинах ЛМЗ (например, К-300-240). Стальной вкладыш 1 с шаровой опорной поверхностью установлен с натягом 0,06—0,1 мм в обойме 2, состоящей из двух половин со сферическими гнездами.

От проворачивания вкладыш 1 удерживается стопором 3. Десять упорных колодок 4 с каждой стороны опираются на стальные кольца 5 (из двух половин) и фиксируются специальными винтами 6 (по две штуки на колодку), свободно входящими в гнезда колодок.

Со стороны этих гнезд на поверхности колодок сделан выступ, вокруг края (ребра качения) которого колодка может несколько поворачиваться. Колодки изготавливают из бронзы БрОФ-10-1 с заливкой баббитом Б83. Толщина заливки без учета пазов в виде ласточкина хвоста составляет 1,5 мм.

Масло подается к опорно-упорному подшипнику через дозирующую диафрагму, затем попадает во внутренний канал, выточенный во вкладыше, из него на рабочую поверхность опорного подшипника, а также по косым отверстиям в камеру упорных колодок. Слив масла из упорного подшипника сделан в верхней его части. Осевое положение обоймы, а следовательно, и опорно-упорного подшипника, определяется изменением толщины установочных колец 8 при неизменной их суммарной толщине.

Осевой зазор ротора в упорном подшипнике доводят до нормы (0,5—0,7 мм) изменением толщины регулировочного кольца 7. В подшипнике с рычажной уравнивающей системой (типа Кингсберги) турбин К-300-240 и еще более мощных ХТГЗ (рис. 132) нагрузки на упорные подшипники распределяются равномерно. В каждой обойме 1 установлено по восемь упорных колодок 2.

Чтобы уменьшить термическую деформацию, колодку выполняют в виде стальной пластины, рабочая поверхность которой залита баббитом марки Б83, толщиной 1 мм. В основание колодки запрессован цилиндрический упор 3, которым колодка опирается

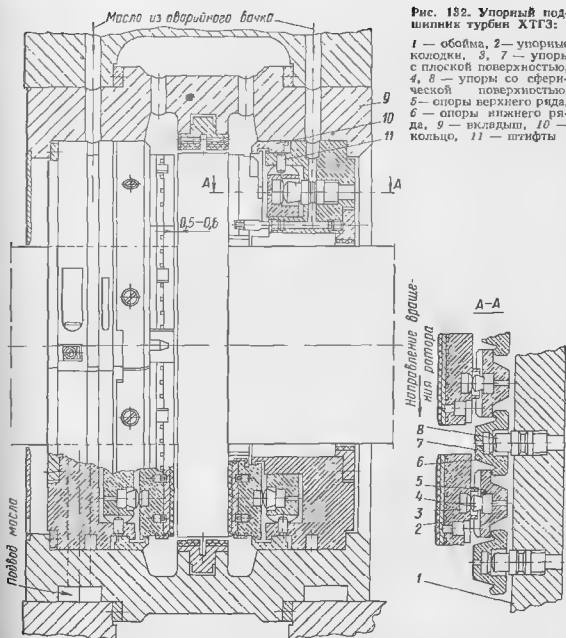


Рис. 132. Упорный подшипник турбины ХТГЗ:

1 — обойма, 2 — упорные колодки, 3, 7 — упоры с плоской поверхностью, 4, 8 — упоры со сферической поверхностью, 5 — опоры верхнего ряда; 6 — опоры нижнего ряда, 9 — вкладыш, 10 — кольцо, 11 — штифты

на сферический упор 4 (точечная опора), запрессованный в верхнюю опору 5.

Каждая верхняя опора опирается на две соседние опоры 6 нижнего ряда, передающие, в свою очередь, усилия через упоры 7 с плоской поверхностью и 8 со сферической на обойму 1, установленную во вкладыше 9.

Все упорные колодки удерживаются в радиальном направлении кольцом 10. Штифты 11, входящие в пазы опор, удерживают их от тангенциальных смещений. Система верхнего и нижнего рядов опор кинематически замкнута и поэтому при нажатии упорным диском на колодки они устанавливаются в одной плоскости. В местах взаимного касания опор при их повороте возникают силы трения, препятствующие перемещению и выравниванию нагрузок по колодкам. Уменьшить силы трения, т. е. повысить

чувствительность системы в данной конструкции, можно перенесением точек опирания нижних опор в плоскость сопряжения их с верхними опорами.

Масло для смазки и отвода теплоты, выделившейся при трении в подшипнике, подводится к валу и отводится из верхней части подшипника.

Упорный диск подшипника (рис. 133) является одновременно рабочим колесом насоса, который подает масло в системы регулирования и смазки подшипников. С обеих сторон упорного диска расположены по десять рабочих 3 и установочных 1 поворотных колодок, которые опираются на пружинные прокладки и фиксируются штифтами, свободно входящими в глухие отверстия колодок. Пружинные прокладки предназначены для равномерного распределения осевого давления между колодками. Распологаются эти колодки в напорной части насоса и находятся под давлением охлаждающего масла ($p = 6 \div 10 \text{ кгс/см}^2$).

Передний опорный подшипник является одновременно задним уплотнением насоса. Необходимое количество масла для смазки и охлаждения опорного подшипника проходит по специальным канавкам у горизонтального разреза его вкладыша. Насос со стороны всасывания имеет уплотнение 2 плавающего типа с баббитовой заливкой. Увеличение работоспособности данного подшипника по сравнению со всеми ранее рассмотренными опорно-упорными подшипниками достигнуто: 1) более совершенной смазкой; 2) равномерным распределением нагрузок путем применения пружинных прокладок.

Расчет упорных подшипников. Для расчета упорных подшипников широко применяется метод проф. М. И. Яновского. Заданными являются осевое усилие P и частота вращения n .

Вначале выбирают число сегментов z (обычно $z = 8 \div 12$), угол охвата колодки θ (в соответствии с выбранным числом сег-

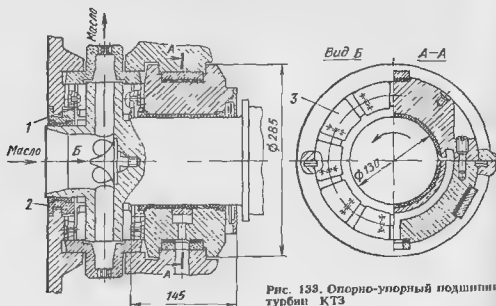


Рис. 133. Опорно-упорный подшипник турбин КТЗ

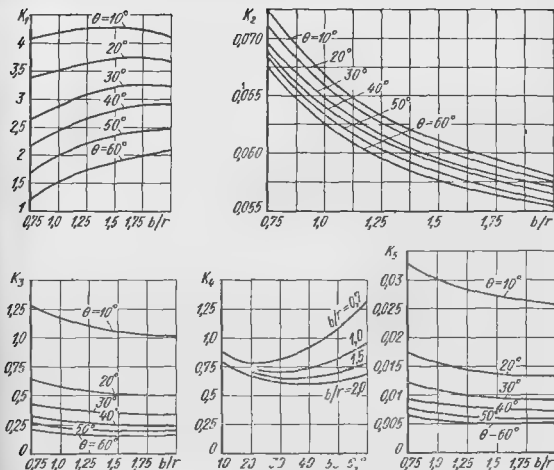


Рис. 134. Графики для определения коэффициентов k_1 , k_2 , k_3 , k_4 , k_5

ментов), внутренний радиус колодок r , отношение ширины колодки по окружности среднего диаметра к ее радиальной высоте $l/b = 0,75 \div 1,25$ и подсчитывают наружный радиус сегментов $R = r + b$ и отношение b/r .

Расчет упорного подшипника выполняют с помощью коэффициентов k_1 , k_2 , k_3 , k_4 , k_5 , определяемых по кривым (рис. 134), и коэффициента

$$k_6 = \frac{b}{r} \left(1 + \frac{b}{2r} \right) \theta,$$

где θ — в рад.

Усилие, проходящееся на одну колодку

$$P_1 = \frac{P}{z}.$$

Рабочая поверхность одной колодки

$$F = k_6 r^2$$

и среднее удельное давление

$$p_{cp} = \frac{P_1}{F}.$$

Повышение температуры масла в рабочем слое подшипника определяется по формуле

$$\Delta t_{\text{сл}} = \frac{p_{\text{ср}}}{k_1 \rho c},$$

где c — в ккал/(кг·°С); ρ — в г/см³; $p_{\text{ср}}$ — в кгс/см².

Задавшись средней температурой масла $t_{\text{ср}}$ в рабочем слое подшипника, определяют температуру масла на входе и выходе из рабочего слоя:

$$t_{\text{вх}} = t_{\text{ср}} - \frac{\Delta t_{\text{сл}}}{2};$$

$$t_{\text{вых}} = t_{\text{ср}} + \frac{\Delta t_{\text{сл}}}{2}.$$

По расчету должно быть $t_{\text{вх}} \geq 35^\circ \text{C}$, а $t_{\text{вых}} \leq 70^\circ \text{C}$. Если полученная температура не соответствует этому интервалу температур, то изменяют среднюю температуру масла $t_{\text{ср}}$, а если этого недостаточно, то и размеры подшипника. По средней температуре масла $t_{\text{ср}}$ в рабочем слое подшипника для выбранной марки масла определяют коэффициент вязкости μ , теплоемкость c и плотность ρ . В данном расчете не учитывается теплота, передаваемая по валу от горячих частей турбины. В первом приближении считается, что она компенсируется теплотой, передаваемой от подшипника в окружающую среду.

Величину минимальной толщины масляной пленки определяют по уравнению

$$\lambda_{\text{мин}} = k_2 \sqrt{\frac{Fn\mu}{\rho c \Delta t_{\text{сл}}}}.$$

Коэффициент трения определяется по формуле

$$f = k_4 \sqrt{\frac{\mu n}{\rho c \Delta t_{\text{сл}}}}.$$

Работа трения одной колодки

$$W = 0,01 k_3 F n \sqrt{Fn \mu \rho c \Delta t_{\text{сл}}}.$$

Расход масла через одну колодку

$$q = \frac{k_5 F n \lambda_{\text{мин}}}{k_2 1000},$$

где q — в л/с; F — в см²; n — в об/мин; $\lambda_{\text{мин}}$ — в см.

Суммарный расход масла

$$Q = zq.$$

Через подшипник проходит значительно большее количество масла, чем циркулирует в рабочем слое. Масло, подводимое в подшипник по внутреннему диаметру колодок, проходит также через зазоры между колодками и зазоры между корпусом подшипника

и колодками. Расход масла через подшипник можно определить, если принять максимальную величину толщины слоя масла входного сечения колодки

$$\lambda_i = 2\lambda_{\min}.$$

Тогда расход масла через зазор во входном сечении одной колодки

$$q' = \frac{k_5}{k_2} \frac{Fn\lambda_i}{1000}.$$

Разность $\Delta q = q' - q$ представляет собой утечку масла в радиальном направлении. Полный расход масла через все колодки

$$Q' \cong zq'.$$

Масло, проходящее через подшипники, нагревается за счет трения, которое при больших окружных скоростях на периферии диска составляет значительную величину.

Мощность трения диска подсчитывается по формуле

$$N_r = 0,14 \cdot 10^{-3} \omega^3 p D^3 (D + 5G),$$

где ω — угловая скорость вращения, 1/с; D — наружный диаметр упорного диска, м; G — толщина диска, м.

Тепловой баланс упорного подшипника

$$\frac{zW + 75N_r}{427} = cpQ'\Delta t,$$

откуда повышение температуры масла в подшипнике

$$\Delta t = \frac{zW + 75N_r}{427cpQ'};$$

как правило, $\Delta t < \Delta t_{\text{сл}}$.

Температура масла на выходе из подшипника $t'_{\text{вых}} = t_{\text{вх}} + \Delta t$.

Материалы для подшипников. Из условий работы опорных и упорных подшипников следует, что материал для их заливки должен быть достаточно мягким и пластичным, обладать хорошими антифрикционными качествами (износоустойчивостью, прирабатываемостью к шейке вала, малыми коэффициентами полужидкостного и сухого трения, способностью не оставлять частиц на поверхности вала и т. д.) и в то же время быть достаточно прочным и твердым, для того чтобы выдержать нагрузку, передаваемую ротором. В отечественном турбостроении для заливки опорных подшипников применяют высокооловянистый баббит Б83. Иногда из-за экономии дефицитного баббита Б83 для заливки верхних половин вкладышей применяют баббит Б16.

При нормальной работе подшипника с вкладышами из баббита Б83 твердые кристаллы меди с оловом, олова с сурьмой благодаря своей твердости противостоят механическому истиранию. При вибрации ротора они воспринимают ударную нагрузку и передают ее мягкой массе, которая смягчает удары.

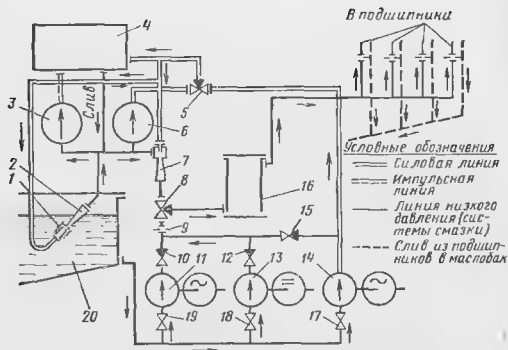


Рис. 135. Принципиальная схема маслоснабжения с двумя центробежными насосами

В турбостроении нашел широкое применение центробежный способ заливки опорных вкладышей, который дает возможность получить плотный, без раковин и пор баббит.

Масляная система турбогенератора. Турбинные масла должны обладать хорошими смазывающими качествами, не давать осадков, сгустков и не выделять шлама, забивающих отверстия и трубки и нарушающих циркуляцию масла; быть химически нейтральными, т. е. не содержать минеральных кислот и щелочей; не образовывать налетов на поверхностях шеек и упорного диска вала, вкладышей и упорных колодок, препятствующих образованию масляной пленки; быстро отделять воду и не образовывать стойкой эмульсии.

Для систем регулирования и смазки подшипников паровых турбин применяются специальные масла марок Л, УТ и Т, которые обладают высокой стабильностью свойств и стойкостью по отношению к нагреванию и присутствию в масле воздуха и воды. В систему регулирования масло подается под давлением 6—20 кгс/см², а в систему смазки 0,7—1,2 кгс/см².

Подача масла осуществляется главным масляным насосом, объемным или центробежным. Вначале наибольшее распространение имели шестеренчатые или винтовые насосы.

В настоящее время применяют центробежные насосы, как наиболее надежные. На рис 135 показана схема маслоснабжения с двумя центробежными насосами. Насос 3 (импеллер) является импульсным органом гидродинамического регулятора скорости. Главный масляный насос 6 подает масло в блок регулирования 4 через обратный клапан 5 и снабжает маслом системы смазки

подшипников посредством инжектора 7. Обратный клапан 5 предотвращает слив напорного масла через главный масляный насос 6 в систему смазки. Во всасывающую линию насосов 3 и 6 масло подается инжектором 2 ($0,3\text{--}0,5\text{ кгс/см}^2$). Из инжектора 7 масло через обратный клапан 8 и маслоохладитель 16 поступает к подшипникам и от них — в маслобак 20. Масло из блока регулирования сливается во всасывающую линию насосов 3 и 6.

При пуске турбины применяется электронасос высокого давления 14, давление и производительность которого равны давлению и производительности главного масляного насоса 6. Масло от электронасоса 14 через обратный клапан 5 подается в те же трубопроводы, что и масло от главного масляного насоса 6. Следовательно, при работе пускового электронасоса обеспечены маслом системы регулирования, система смазки и всасывающая линия центробежных насосов 3 и 6.

Для вращения ротора валоповоротным устройством установлен насос низкого давления 11 с электродвигателем переменного тока, подающий масло в систему смазки подшипников. Обратные клапаны 8, 5, 10, 12 и 15 служат для предотвращения слива масла через инжекторы, силовой насос 6 и вспомогательный насос 11 в маслобак 1.

Масло из напорной линии насоса 11 через дроссельную шайбу 9 подается в систему регулирования для удаления воздуха из нее перед началом работы пускового электронасоса 14.

В случае аварии, когда пусковой электронасос 14 работать не может, включается аварийный насос низкого давления 13 с электродвигателем постоянного тока, питаемого от аккумуляторных батарей.

Аварийный электронасос 13 включается в систему так же, как и электронасос 11.

При падении давления масла в системе до $0,6\text{ кгс/см}^2$ реле давления включает электронасос 11, а до $0,5\text{ кгс/см}^2$ — аварийный электронасос 13. В случае падения давления масла до $0,3\text{ кгс/см}^2$ валоповоротное устройство турбины отключается. Переключают подачу масла в систему с помощью запорных клапанов 17, 18 и 19.

Для системы смазки подшипников применяется масло под давлением $1,2\text{--}1,7\text{ кгс/см}^2$ при работе основных насосов и $0,7\text{--}0,8\text{ кгс/см}^2$ при работе аварийных. Турбины имеют резервные емкости масла, обеспечивающие останов агрегата без подачи масла от насосов.

Для обеспечения пожаробезопасности агрегата в системе регулирования мощных турбин К-300-240, К-500-240 (ХТГЗ), Т-250-240 (УТМЗ) применяют воду, а в турбинах К-300-240 и больших мощностей (ЛМЗ) — жидкость «Ивноволь-3» при давлении 45 кгс/см^2 .

§ 18

БАРАБАНЫ, ДИСКИ

И ЦЕЛЬНОКОВАННЫЕ РОТОРЫ

Ротор передает полученную рабочими лопатками механическую энергию электрогенератору, компрессору, насосу и т. д. Это — один из наиболее нагруженных узлов паровой и газовой турбины. Техническое решение при конструировании роторов зависит от многих факторов: типа облопачивания (активное или реактивное); начальных и конечных параметров потока, направления потока (осевое или радиальное); уровня напряжений в элементах ротора; материала и т. д.

Расчет на прочность барабанов и дисков. В реактивных турбинах и компрессорах (см. рис. 95, 96) ротор выполняют в виде полого барабана, толщина стенок которого мала по сравнению с диаметром.

При расчете на прочность барабан рассматривают как свободно вращающееся кольцо, на которое действуют центробежные силы собственной массы и массы закрепленных на нем лопаток с промежуточными телами. Для определения возникающих напряжений при вращении кольца под действием центробежных сил массы (рис. 136, а) выделим в кольце элемент длиной b , образованный двумя радиальными сечениями, проведенными под бесконечно малым центральным углом $d\varphi$. Под действием собственной массы элемента кольца dC при его вращении возникает тангенциальная сила dT . Спроектируем действующие силы во вращающемся элементе кольца на радиальное направление действия центробежных сил dC . Условия равновесия элемента кольца

$$dC - 2dT \sin d\varphi/2 = 0.$$

Так как $d\varphi \approx 0$, то $\sin d\varphi/2 \approx d\varphi/2$; тогда

$$dC - dT d\varphi = 0. \quad (147)$$

Центробежная сила элемента

$$dC = dm r \omega^2 = \rho b d\varphi r^2 \omega^2, \quad (148)$$

где $dm = \rho b \delta r d\varphi = \rho f r d\varphi$ — масса элемента; ρ — плотность материала, кг/см^3 ; ω — угловая скорость, рад/с .

Тангенциальная сила в случае равномерного распределения тангенциальных напряжений σ_t по толщине элемента

$$dT = \sigma_t b \delta = \sigma_t f. \quad (149)$$

Подставляя выражения (147) и (149) в уравнение (148), получим

$$\rho f d\varphi r^2 \omega^2 - \sigma_t f d\varphi = 0,$$

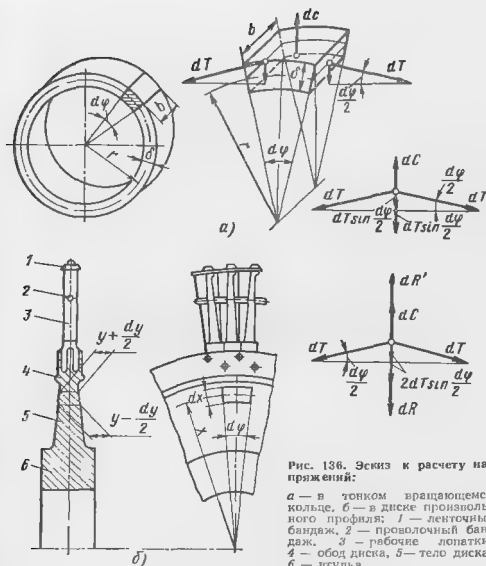


Рис. 136. Эскиз к расчету напряжений:

a — в тонком вращающемся кольце, *б* — в диске произвольного профиля; 1 — ленточный бандаж, 2 — проволоочный бандаж, 3 — рабочие лопадки, 4 — обод диска, 5 — тело диска; 6 — втулка

откуда

$$\sigma_u = \rho r^2 \omega^2 = \rho u^2.$$

Из этого уравнения следует, что тангенциальные напряжения в тонком свободно вращающемся кольце пропорциональны квадрату окружной скорости. Принимая для стали $\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$, получим

$$\sigma_u = 0,08 u^2.$$

Напряжения в стальном барабане при различных окружных скоростях, определенные по этому уравнению, приведены ниже:

$u, \text{ м/с}$	75	100	125	150	200	250
$\sigma_u, \text{ кгс/см}^2$	450	800	1250	1800	3200	5000

Из рассмотренного следует, что окружные скорости $u = 140 \text{ м/с}$ являются предельными для барабанной конструкции ротора, выполненного из материала с пределом текучести $\sigma_T \approx 4000 \text{ кгс/см}^2$, если коэффициент запаса прочности $k_{пр} = \sigma_T / \sigma_u = 2,5$. Центробежные силы рабочих лопаток, закреплен-

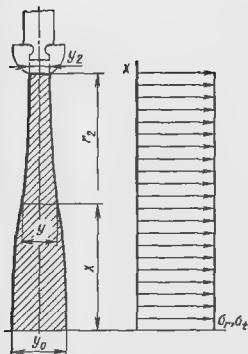


Рис. 137. Напряжения в диске равного сопротивления

ных на барабане, повышают напряжения в нем и поэтому предельные окружные скорости необходимо еще больше ограничивать.

Во вращающемся диске на гранях рассматриваемого бесконечно малого элемента от действия центробежных сил возникнут напряжения: на цилиндрических поверхностях — радиальные σ_r , на радиальных — тангенциальные σ_t . Они направлены перпендикулярно соответствующим граням элемента. Для равновесия бесконечно малого элемента необходимо, чтобы сумма проекций всех приложенных к элементу сил на его радиальное направление равнялась нулю (рис. 136, б):

$$dR' + dC - dR - dT \, d\varphi = 0.$$

После преобразований, подобных выполненным при выводе уравнения свободно вращающегося кольца, получим в конечном виде формулу

$$\frac{d\sigma_r}{dx} x_p y_t + \sigma_r \left(x_p \frac{dy}{dx} + y_t \right) - \sigma_t y_t + \rho y_t x_p^2 \omega^2 = 0. \quad (150)$$

Интегрирование полученного уравнения дает зависимость между радиальными σ_r и тангенциальными σ_t напряжениями, радиусом x_p и толщиной y_t диска. Связывая далее напряжения σ_r и σ_t с величинами деформаций по закону Гука, получим в конечном виде дифференциальное уравнение, которое имеет точное решение только для дисков постоянной толщины, равного сопротивления и гиперболического профиля.

Не приводя математических выкладок, воспользуемся результатами для первых двух дисков, чтобы дать основные физические понятия, необходимые при конструировании дисков.

Диск равного сопротивления (рис. 137). В сплошном диске без центрального отверстия радиальные и тангенциальные напряжения постоянны и равны во всех точках:

$$\sigma_r = \sigma_t = \sigma_0 = \text{const.}$$

Тогда уравнение (150) после преобразования примет вид

$$\rho \omega^2 x_p^2 y_t + \sigma_0 x_p \frac{dy_t}{dx_p} = 0.$$

После математических преобразований получим формулу для определения толщины диска на оси вращения для различных ок-

ружных скоростей u_2 :

$$\ln \frac{y_{от}}{y_{ст}} = \frac{\rho \omega^2 r_2^2}{2\sigma_0} = \frac{\rho}{2\sigma_0} u_2^2,$$

где $u_2 = r_2 \omega$.

Например, при $\sigma_0 = 2000$ кгс/см² и $\rho = 8 \cdot 10^3$ кг/м³ найдем значения y_0/y_2 для различных окружных скоростей:

u_2 , м/с	100	200	300	400	500
y_0/y_2	1,23	2,26	6,26	26,4	184

Из этого примера следует, что толщина диска равного сопротивления на оси вращения очень сильно возрастает при увеличении окружной скорости u_2 на периферии. Диски равного сопротивления применяют в одноступенчатых газовых турбинах (см. рис. 95) при консольном расположении. Эти диски не имеют центрального отверстия и сварены по ободу или соединены стяжными болтами.

Диск постоянной толщины. Уравнения для определения напряжений σ_r и σ_t имеют вид

$$\sigma_r = B\omega^2 \left(r_1^2 + r_2^2 - \frac{r_1^2 r_2^2}{x_p^2} - x_p^2 \right); \quad (151)$$

$$\sigma_t = B\omega^2 \left(r_1^2 + r_2^2 + \frac{r_1^2 r_2^2}{x_p^2} - 0,575 x_p^2 \right), \quad (152)$$

где $B = \rho \frac{3 + \mu}{8}$.

Для диска постоянной толщины без центрального отверстия (рис. 138, а) т. е. при $r_1 = 0$, уравнения (151) и (152) можно записать в виде

$$\sigma_r = B\omega^2 (r_2^2 - x_p^2); \quad (153)$$

$$\sigma_t = B\omega^2 (r_2^2 - 0,575 x_p^2). \quad (154)$$

В центре сплошного диска при $x_p = 0$, как следует из формул (153) и (154), радиальное σ_{r0} и тангенциальное σ_{t0} напряжения равны:

$$\sigma_{r0} = \sigma_{t0} = B\omega^2 r_2^2. \quad (155)$$

Тангенциальное напряжение σ_{t2} на внешней цилиндрической поверхности диска при $x_p = r_2$ по уравнению (154)

$$\sigma_{t2} = 0,425 B\omega^2 r_2^2 = 0,425 \sigma_{t0}; \quad (156)$$

отсюда следует, что $\sigma_{t2} = 0,425 \sigma_{t0}$.

Рассмотрим, как влияет наличие центрального отверстия на величину тангенциальных напряжений на поверхности расточки диска постоянной толщины (рис. 138, б). В этом случае запишем уравнение (152) для внутренней поверхности при $x_p = r_1$:

$$\sigma_{t1} = B\omega^2 (2r_2^2 + 0,425 r_1^2). \quad (157)$$

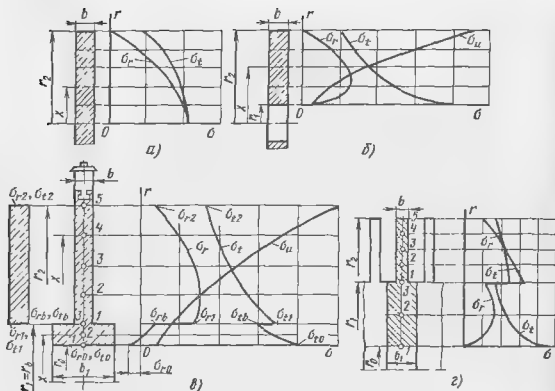


Рис. 138. Напряжения в диске постоянной толщины:

а — без центрального отверстия, б — с центральным отверстием, в — со ступицей, г — цельнокорпусного ротора

Из сравнения уравнений (157) и (155) следует, что даже бесконечно малое центральное отверстие увеличивает тангенциальные напряжения на расточке диска более чем в 2 раза по сравнению со значением σ_{t0} в центре сплошного диска.

С увеличением радиуса центрального отверстия r_1 тангенциальные напряжения σ_{t1} увеличиваются незначительно. Рассмотрим, как меняется напряжение σ_{t1} на расточке диска в двух предельных случаях:

1) для бесконечно малого отверстия $r_1 \approx 0$ уравнение (157) имеет вид

$$\sigma_{t1} = 2B\omega^2 r_2^2,$$

2) для максимально допустимого отверстия в диске с наружным радиусом r_2 , т. е. когда $x_p = r_2$, уравнение (157) примет вид (как для тонкого кольца)

$$\sigma_{t1} = 2,425B\omega^2 r_2^2.$$

Из полученных выражений видно, что с увеличением радиуса центрального отверстия r_1 от 0 до r_2 тангенциальные напряжения в расточке диска увеличиваются приблизительно на 20%.

Диск постоянной толщины со ступицей. Диски постоянной толщины со ступицей для посадки на вал нашли широкое распространение в турбостроении (рис. 138, в).

Радиальное напряжение σ_{r2} в месте перехода диска в обод определяется по уравнению

$$\sigma_{r2} = \frac{C_n + k_p C_{об}}{2\pi r_2 y_2}, \quad (158)$$

где C_n — центробежная сила лопаток и бандажей, кгс; $C_{об}$ — центробежная сила обода диска, кгс; $k_p = 2/3$ — коэффициент разгрузки, учитывающий частичную передачу на диск центробежной силы от сплошного обода (для разрезного в осевом направлении обода $k_p = 1$).

Пусть на радиусе $r_b = r_1$ (рис. 138, в) толщина диска изменяется от b до b_1 . Найдем связь между напряжениями σ_{r1} и σ_{t1} в тонкой и σ_{rb} и σ_{tb} в утолщенной частях диска. При этом предполагаем, что напряжения равномерно распределены по толщине диска. Тогда можно записать

$$2\pi r_1 b \sigma_{r1} = 2\pi r_b b_1 \sigma_{rb},$$

откуда

$$\sigma_{rb} = \frac{b}{b_1} \sigma_{r1}, \quad (159)$$

т. е. радиальные напряжения в месте перехода изменяются обратно пропорционально толщине диска.

Найдем зависимость между тангенциальными напряжениями σ_{t1} и σ_{tb} . Для этого приравняем относительные тангенциальные удлинения ϵ_{t1} тела диска в месте перехода во втулку и ϵ_{tb} втулки на внешней поверхности, т. е.

$$\epsilon_{t1} = \epsilon_{tb}. \quad (160)$$

По закону Гука

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_{t1} &= \frac{\sigma_{t1} - \mu \sigma_{r1}}{E}; \\ \epsilon_{tb} &= \frac{\sigma_{tb} - \mu \sigma_{rb}}{E}. \end{aligned} \right\} \quad (161)$$

Подставляя значения ϵ_{t1} и ϵ_{tb} в уравнение (160), получим

$$\sigma_{tb} = \sigma_{t1} - \mu (\sigma_{r1} - \sigma_{rb}). \quad (162)$$

Радиальные и тангенциальные напряжения в произвольном сечении тела диска определяются по уравнениям

$$\sigma_r = \beta_1 \sigma_{r2} + \beta_2 \sigma_{r2} + \beta_3 \sigma_{u2}; \quad (163)$$

$$\sigma_t = \beta'_1 \sigma_{r2} + \beta'_2 \sigma_{r2} + \beta'_3 \sigma_{u2}, \quad (164)$$

где $\sigma_{u2} = \rho \omega^2 r_2^2$ — напряжение в тонком кольце в месте перехода диска в обод.

Коэффициенты $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta'_1, \beta'_2, \beta'_3$ можно выразить через отношение $m = x_p/r_2$:

$$\beta_1 = \frac{x_p^2 - r_2^2}{2x_p^2} = \frac{(x_p/r_2)^2 - 1}{2(x_p/r_2)^2} = \frac{m^2 - 1}{2m^2}; \quad (165)$$

$$\beta'_1 = \frac{x_p^2 + r_2^2}{2x_p^2} = \frac{m^2 + 1}{2m^2}; \quad (166)$$

$$\beta_2 = \frac{x_p^2 + r_2^2}{2x_p^2} = \frac{m^2 + 1}{2m^2}; \quad (167)$$

$$\beta'_2 = \frac{x_p^2 - r_2^2}{2x_p^2} = \frac{m^2 - 1}{2m^2}; \quad (168)$$

$$\begin{aligned} \beta_3 &= \left[\frac{1+\mu}{4} + \frac{1-\mu}{8} \frac{r_2^2}{x_p^2} - \frac{3+\mu}{8} \frac{x_p^2}{r_2^2} \right] = \\ &= 0,325 + \frac{0,088}{m^2} - 0,412m^2; \end{aligned} \quad (169)$$

$$\begin{aligned} \beta'_3 &= \left[\frac{1+\mu}{4} - \frac{1-\mu}{8} \frac{r_2^2}{x_p^2} - \frac{1+3\mu}{8} \frac{x_p^2}{r_2^2} \right] = \\ &= 0,325 - \frac{0,088}{m^2} - 0,237m^2. \end{aligned} \quad (170)$$

При вычислении коэффициентов β_3 и β'_3 принято для стали $\mu = 0,3$. В месте перехода диска в обод $m = x_p/r_2 = 1$, а для других сечений тела диска $m < 1$. Коэффициенты β_1 и β'_2 отрицательные, а β_2, β'_1 и β_3 — положительные; коэффициент β'_3 при $m = 0,6 \div 1$ положителен, а при $m = 0,2 \div 0,6$ отрицателен. Из выражений (165) — (170) следует:

$$\beta_1 = \beta'_2; \beta_2 = \beta'_1; \beta_1 + \beta_2 = 1; \beta'_1 + \beta'_2 = 1.$$

Втулка диска также имеет профиль постоянной толщины, поэтому вычислить напряжения в любом сечении втулки можно по уравнениям, аналогичным уравнениям (163) и (164).

$$\sigma_r = \beta_1 \sigma_{rb} + \beta_2 \sigma_{rb} + \beta_3 \sigma_{ub}; \quad (171)$$

$$\sigma_t = \beta'_1 \sigma_{tb} + \beta'_2 \sigma_{rb} + \beta'_3 \sigma_{ub}, \quad (172)$$

где σ_{tb}, σ_{rb} — тангенциальные и радиальные напряжения на внешней поверхности втулки; $\sigma_{ub} = \rho r_b^2 \omega^2$ — напряжения в тонком кольце радиуса внешней поверхности втулки.

Коэффициенты $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta'_1, \beta'_2$ и β'_3 определяют по формулам для диска, при этом радиус r_2 заменяют на r_b , а x_b является текущим радиусом втулки. Для втулки $m = x_b/r_b$.

Напряжения в любом сечении тела диска можно также выразить через напряжения на внутренней поверхности диска σ_{d1} и

σ_{r1} при $x = r_1$ по формулам, аналогичным (163) и (164):

$$\sigma_r = k_1 \sigma_{r1} + k_2 \sigma_{r1} + k_3 \sigma_{u1}; \quad (173)$$

$$\sigma_t = k'_1 \sigma_{r1} + k'_2 \sigma_{r1} + k'_3 \sigma_{u1}, \quad (174)$$

где $\sigma_{u1} = \rho r_1^2 \omega^2$ — напряжение в тонком кольце радиуса r_1 . Коэффициенты $k_1, k_2, k_3, k'_1, k'_2$ и k'_3 вычисляют по формулам (165)—(170), но при этом величина $m = x/r_1 \geq 1$.

Втулку диска рассчитывают по уравнениям

$$\sigma_r = k_1 \sigma_{r0} + k_2 \sigma_{r0} + k_3 \sigma_{u0}; \quad (175)$$

$$\sigma_t = k'_1 \sigma_{r0} + k'_2 \sigma_{r0} + k'_3 \sigma_{u0}, \quad (176)$$

где σ_{r0} и σ_{r0} — тангенциальные и радиальные напряжения на внутренней расточке втулки радиуса r_0 ; $\sigma_{u0} = \rho r_0^2 \omega^2$ — напряжение в тонком кольце радиуса r_0 .

Диск постоянной толщины со втулкой. Имеется несколько методов расчета такого диска. Практически наиболее прост и удобен метод вычисления тангенциальных и радиальных напряжений в различных сечениях втулки в такой последовательности: 1) от обода к втулке; 2) от втулки к ободу.

Диск цельнокотаного ротора. Ротор условно разрезают плоскостями, перпендикулярными оси, таким образом, чтобы посередине был диск постоянной толщины со ступицей (рис. 138, з). Расчет диска проводят так же, как описано ранее, только в данном случае радиальное напряжение $\sigma_{r0} = 0$ на поверхности центрального отверстия радиуса r_0 , в то время как в роторе с насаженными дисками $\sigma_{r0} = - (50 \div 150)$ кгс/см² выбиралось из условий посадки диска на вал.

Диск произвольного профиля. Расчет проводят в той же последовательности (от обода к втулке или от втулки к ободу) и по тем же формулам, что и для диска постоянной толщины с втулкой, при этом профиль диска заменяют ступенчатым профилем, состоящим из ряда колец постоянной толщины (рис. 139, а). График напряжений σ_r и σ_t имеет вид ломаных кривых. Соединяя точки напряжений середины колец плавной кривой, получим графики напряжений σ_r и σ_t , близкие к истинным (штриховая линия, рис. 139, а).

Диск конического профиля. Напряжения в любом сечении конической части диска определяют по уравнениям

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= T p_c + A p_1 + B p_2; \\ \sigma_t &= T q_c + A q_1 + B q_2, \end{aligned} \right\} \quad (177)$$

где A и B — постоянные интегрирования (одинаковые для различных сечений конической части), определяются из граничных условий; $p_c, p_1, p_2, q_c, q_1, q_2$ — коэффициенты, зависящие от отношения x/R и определяемые по кривым рис. 139, в; $T = \rho R^2 \omega^2$ — напряжение в тонком кольце радиуса полного конуса R , кгс/см².

Первый расчет ($n' = 3000$ об/мин). Задаемся величиной $\sigma'_{t2} = 1000$ кгс/см² на радиусе r_2 . Радиальное напряжение $\sigma'_{r2} = 350$ кгс/см² определяем по формуле (158). Постоянные интегрирования A' и B' находим из уравнения (177):

$$350 = 1665 \cdot 0,0992 + A'4,4 + B'(-0,445);$$

$$1000 = 1665 \cdot 0,1385 + A'3,038 + B'2,886.$$

Зная T' , A' и B' , находим $T'p_c$, $A'p_1$, $B'p_2$, $T'q_c$, $A'q_1$, $B'q_2$ и по уравнению (177) определяем напряжения σ'_r и σ'_t в диске. Расчетные данные приведены ниже

Напряжения σ'_{rb} и σ'_{tb} на внешней поверхности втулки радиуса $r_1 = r_b$ определяем по формулам (159) и (162):

$$\sigma'_{rb} = \frac{4,5}{7,5}(-470) = -282 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma'_{tb} = 2125 + 0,3 \cdot 470 - 0,3 \cdot 282 = 2180 \text{ кгс/см}^2.$$

Напряжения в тонком кольце радиуса r_b [формула (172)]

$$\sigma_{ub} = 7,8 \cdot 10^3 - 16^2 \cdot 314^2 = 202 \text{ кгс/см}^2.$$

Зная σ'_{rb} , σ'_{tb} , σ_{ub} на радиусе r_b , рассчитываем напряжения в сечениях $x = 10,5; 13,5; 16$ по уравнениям (171) и (172).

Второй расчет ($n'' = 0$; $\sigma''_{r2} = 0$; $\sigma''_{u} = 0$ и $\sigma''_{t2} = 500$ кгс/см²).

При данных условиях уравнение (177) для определения постоянных интегрирования A'' и B'' принимает вид

$$0 = A'' \cdot 4,4 + B''(-0,445);$$

$$500 = A'' \cdot 3,038 + B'' \cdot 2,886,$$

откуда $A'' = 15,9$; $B'' = 157$.

Так же, как и в первом расчете, определяем $A''p_1$, $B''p_2$, $A''q_1$, $B''q_2$ при известных A'' , B'' и p_1 , p_2 , q_1 , q_2 для всех отношений x/R и находим σ''_r и σ''_t . Напряжения σ''_{rb} и σ''_{tb} на внешней поверхности втулки радиуса r_b находим по формулам сопряжения (159) и (162):

$$\sigma''_{rb} = \frac{4,5}{7,5}(-658) = -394 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma''_{tb} = 1369 + 0,3 \cdot 658 - 0,3 \cdot 394 = 1448 \text{ кгс/см}^2.$$

По полученным σ''_{rb} и σ''_{tb} и известным β_1 , β_2 , β'_1 , β'_2 вычисляем $\beta_1\sigma''_{tb}$, $\beta_2\sigma''_{rb}$, $\beta'_1\sigma''_{tb}$, $\beta'_2\sigma''_{rb}$ для различных сечений втулки.

Чтобы подсчитать действительные напряжения, определяем коэффициент k_0 по уравнению

$$k_0 = \frac{\sigma_{r0} - \sigma'_{r0}}{\sigma''_{r0}} = \frac{-50 + 1810}{-1590} = -1,107.$$

Действительные напряжения в различных сечениях профиля диска и втулки подсчитываем по уравнениям

$$\sigma_r = \sigma'_r + k_0\sigma''_r;$$

$$\sigma_t = \sigma'_t + k_0\sigma''_t.$$

230 Расчетные данные радиальных и тангенциальных напряжений в коническом диске:

ВТУЛКА ДИСКА			ТЕЛО ДИСКА									
	x^*, CM	10,5	13,5	16	x, CM	16	20	25	30	34		
	x/r_b	0,66	0,845	1	x/R	0,35	0,435	0,545	0,65	0,74		
$\beta_1 = \beta_2'$		-0,65	-0,20	0	ρ_c	0,1739	0,1652	0,1476	0,1243	0,0992		
$\beta_2 = \beta_1'$		1,65	1,20	1	q_c	0,1756	0,1718	0,1634	0,1516	0,1385		
β_3		0,348	0,154	0	ρ_1	2,014	2,258	2,706	3,387	4,40		
β_3'		0,020	0,032	0	q_1	1,809	1,953	2,202	2,555	3,038		
					ρ_2	-4,39	-2,548	-1,354	-0,756	-0,445		
$\sigma_r', \text{ кгс/см}^2$		-1810	-743	-282	q_2	8,53	6,09	4,36	3,422	2,886		
$\sigma_r'', \text{ кгс/см}^2$		3787	2682	2180	σ_r' , кгс/см ²	-470	-98	139	283	350		
$\sigma_r''', \text{ кгс/см}^2$		-1590	-765	-394	σ_r'' , кгс/см ²	2125	1628	1289	1101	1002		
$\sigma_r'''', \text{ кгс/см}^2$		2655	1809	1448	σ_r''' , кгс/см ²	-658	-364,2	-169	-64	0		
$\sigma_r''', \text{ кгс/см}^2$		-50	107	156	σ_r'''' , кгс/см ²	1369	991	720	580	500		
$\sigma_r''', \text{ кгс/см}^2$		862	672	580	σ_r''''' , кгс/см ²	260	307	327	334	350		
					σ_r'''''' , кгс/см ²	615	548	488	466	447		

Натяг диска при посадке на вал. Диск изготовляют с внутренним диаметром меньшим, чем диаметр участка вала, на который насаживают диск, на величину $2\Delta = d_v - d_d$ (рис. 140, а). При нагреве диска диаметр его расточки увеличивается, после чего его насаживают на вал. При охлаждении внутренняя расточка его втулки деформируется на величину $2\xi_d$ (рис. 140, б), вследствие чего появляются внутренние радиальные σ_{rn} и тангенциальные σ_{tn} напряжения, обеспечивающие плотное соединение диска с валом (натяг). Наибольшие напряжения возникают на внутренней поверхности втулки; по мере удаления по радиусу они быстро убывают. Под действием напряжений, вызванных натягом, диаметр вала уменьшается на величину $2\xi_v$.

При этом натяг

$$2\Delta = 2(\xi_v + \xi_d).$$

С увеличением частоты вращения диаметр внутренней расточки втулки диска под действием центробежных сил массы диска с лопатками увеличивается, а радиальное напряжение на внутренней поверхности втулки снижается от σ_{rn} при $n = 0$ до $\sigma_{r0} = (50 \div 150)$ кгс/см² в зависимости от величины натяга при $n = n_0 = 3000$ об/мин.

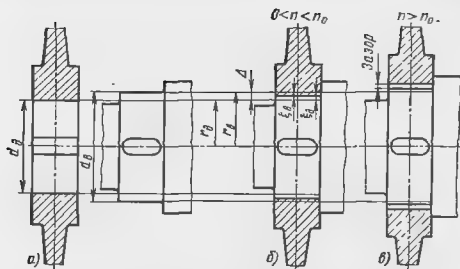


Рис. 140. Посадка диска на вал:

а — диск и участок вала при сборке; б — положение диска и вала при $0 < n < n_0$; в — положение диска и вала при $n > n_0$.

При резком уменьшении нагрузки частота вращения ротора турбогенератора быстро возрастает. Система регулирования должна уменьшить расход пара на турбину с таким расчетом, чтобы частота вращения не увеличилась больше чем на 105–108% от рабочей. В случае отказа системы регулирования по какой-либо причине для предотвращения повышения частоты вращения до опасной величины устанавливают автоматы безопасности. При увеличении частоты вращения на 10–12% от рабочей срабатывают автоматы безопасности. Следует иметь в виду, что после срабатывания автоматов безопасности возможно некоторое увеличение частоты вращения за счет расширения пара, находящегося в турбине.

В аварийных случаях при $n > n_0$ натяг снимается и образуется зазор (рис. 140, в). Исходя из этого величина натяга должна быть выбрана таким образом, чтобы снимающая натяг (освобождающая) частота вращения на 15–30% превышала рабочую частоту вращения.

Можно принимать следующие величины натягов в турбинах с частотой вращения 3000 об/мин:

для малонапряженных дисков $2\Delta = (0,0008 \div 0,0010) d_n$;

для средненапряженных дисков $2\Delta = (0,0010 \div 0,0013) d_n$;

для сильнонапряженных дисков $2\Delta = (0,0014 \div 0,0016) d_n$.

Для сильнонапряженных дисков последних ступеней турбин следует проводить подробный расчет величины натяга, освобождающей частоты вращения и напряжений, появляющихся в диске и вале после посадки диска на вал.

Конструкция роторов турбин и осевых компрессоров. На рис. 87, 91 и 141 представлены роторы турбин с насаженными дисками.

Дисковые конструкции роторов широко применяются в осевых компрессорах (рис. 142, 96). Диски по периферии имеют неболь-

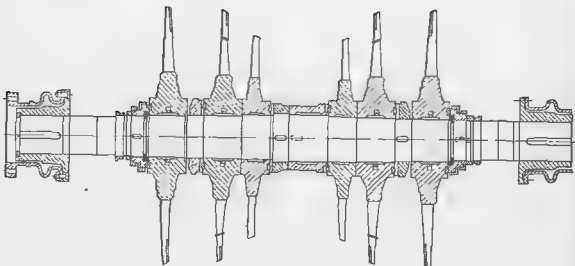


Рис. 141. Ротор ЦНД турбины К-100-00 (ЛМЗ) с насадными дисками

шие заплечники, над которыми размещены уплотнительные гребни (усики) внутренних бандажей направляющих лопаток.

Диски состоят из обода, полотна и ступицы (рис. 143). Размеры и конструкция обода определяются размерами и формой хвоста лопаток.

Полотно диска выполняют постоянной толщины или в виде одного или двух конусов. Размеры ступиц выбирают с учетом тангенциальных напряжений, возникающих на внутренней расточке при вращении ротора.

Полотно дисков во избежание концентрации напряжений и уменьшения потерь на трение о поверхность диска тщательно шлифуют. С большой точностью с жесткими допусками обрабатывают посадочные поверхности для лопаток на обode диска и внутреннее отверстие для посадки дисков на вал. Лопатки насаживают на диск с помощью одного или двух диаметрально расположенных замковых гнезд, в которые после сборки лопаток вставляют замковые лопатки или замковые вставки.

Все диски до и после облопачивания проходят статическую балансировку на призмах, при этом центр тяжести диска приводят к оси вращения.

Осовой зазор для обеспечения возможности теплового расширения насадных деталей выбирают в пределах 0,1—0,3 мм, в зависи-

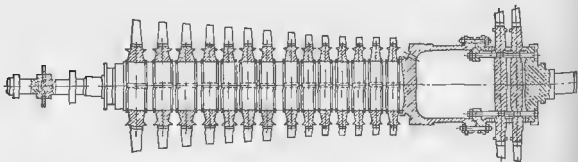


Рис. 142. Ротор ГТУ-9 Калужского турбинного завода

мости от температуры пара и осевых размеров насаживаемых деталей.

Посадка дисков на вал. Одним из основных факторов, определяющих надежную работу ротора турбины и компрессора, является правильная посадка дисков на вал. В паровых турбинах, работающих при температуре пара до 400°C , диски насаживают непосредственно на вал с натягом при помощи осевых и радиальных шпонок. Величина натяга сохраняется в течение 100—200 тыс. ч работы при температурах, примерно равных $350\text{—}400^{\circ}\text{C}$. Под влиянием релаксации металла диска может произойти ослабление посадки. С увеличением температуры пара и начального напряжения, зависящего от величины натяга, скорость релаксации возрастает. В начальный период релаксации падение напряжений, созданных натягом, происходит быстро, а затем этот процесс замедляется.

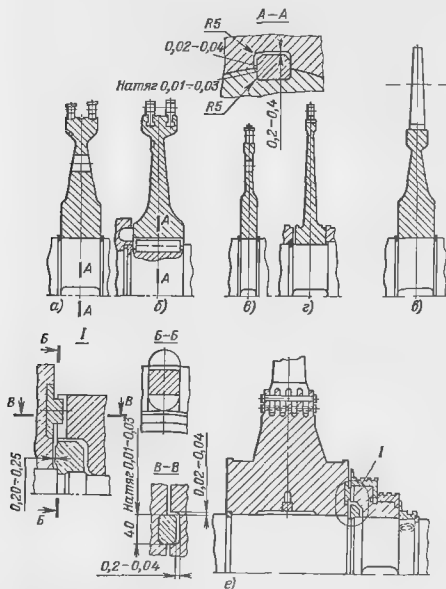


Рис. 143. Конструкции рабочих колес:

а, б — регулирующей ступени Кертиса; в, г — первых ступеней давления, д, е — последних ступеней давления

Освобождение дисков (снятие натяга) приводит к вибрации турбины, которую можно устранить восстановлением первоначального натяга при ремонте.

Натяг восстанавливают заменой диска новым, обладающим большей релаксационной стойкостью, или посадкой старого диска на стальную фольгу, разрезную цилиндрическую втулку или кольца.

При умеренных напряжениях (до 2000 кгс/см²) на поверхности внутренней расточки дисков применяют посадку дисков непосредственно на вал с передачей крутящего момента с помощью одной или двух осевых призматических шпонок (рис. 143, б). Шпонки рассчитывают на срез и смятие без учета того, что натяг при посадке дисков на вал в некоторой степени их разгружает.

Увеличение мощностей конденсационных паровых турбин, а вместе с ними и высоты рабочих лопаток последних ступеней, привело к повышению напряжений на посадочной поверхности расточек дисков. В турбинах мощностью 50 и 100 МВт на ЛМЗ впервые была применена посадка дисков с радиальными шпонками (см. рис. 141, 143, е), которая получила в дальнейшем широкое распространение.

В таких соединениях осевые шпонки перенесены на торцовую поверхность ступицы диска для того, чтобы не ослаблять и без того напряженную поверхность внутренней расточки диска. Крутящий момент от диска к втулке передается через одну или две диаметрально расположенные радиальные шпонки, а от втулки, расположенной с правой или левой стороны диска, к валу — через две осевые шпонки. Требования к изготовлению радиальных шпонок, шпоночных пазов, а также величины натягов и зазоров те же, что и для осевых шпонок. Радиальные шпонки при посадке в диск имеют натяг 0,01—0,03 мм, а в кольцо входят с зазором 0,02—0,04 мм.

Автофретирование дисков. С 1955 г. на КТЗ при изготовлении турбин с начальными параметрами пара $p_0 = 35$ кгс/см², $t_0 = 435^\circ$ с частотой вращения $n = 3000$ об/мин применяют автофретированные диски (рис. 143, а, в, д).

Сущность автофретирования состоит в том, что в диске рабочего колеса (до его окончательной обработки) искусственно на специальной установке вращением с частотой около 8500 об/мин создают напряжение выше предела текучести на расточке ступицы диска и в части ступицы вблизи расточки. С повышением частоты вращения внутренняя расточка диска подвергается пластической деформации, в то время как остальная часть диска будет претерпевать упругую деформацию, при этом увеличивается радиус r_s границы пластической зоны (рис. 144). После создания пластической зоны определенной величины диск останавливают (снимают нагрузку).

Наружная зона диска, подвергавшаяся во время вращения упругой деформации, стремясь к начальному состоянию, будет сжи-

мать зону пластической деформации и тем самым создавать в ней остаточные сжимающие напряжения. При этом наружное кольцо ступицы несколько растянется. Тангенциальные сжимающие напряжения достигают наибольших значений на расточке диска, растягивающие напряжения будут небольшими в наружной зоне выше радиуса r_s . Остаточные сжимающие напряжения во всем диске также незначительны, а на расточке диска они равны нулю. После автофретирования диск окончательно обрабатывают и насаживают на вал с натягом.

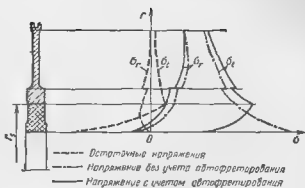


Рис. 144. Распределение напряжений в диске турбины после автофретирования

Во время вращения ротора турбины с рабочей частотой возникающие напряжения суммируются с остаточными, полученными при автофретировании. В результате этого в зоне выше радиуса r_s тангенциальные напряжения увеличиваются, а в зоне ниже радиуса r_s — уменьшаются.

Таким образом, зона максимальных напряжений перемещается в глубь диска, где отсутствует концентрация напряжений, которая имеет место в шпоночном пазе. Снижение напряжений после автофретирования дает возможность изготовления дисков из низколегированной стали и увеличения натяга дисков при посадке их на вал.

Кроме того, с применением автофретирования стало возможным уменьшить ступицу рабочего колеса вдвое, что существенно снизило его стоимость.

Автофретирование дисков позволило на КТЗ применить в ЦВД турбин с $p_0 = 90 \text{ кгс/см}^2$, $t_0 = 535^\circ \text{C}$ ротор с насадными дисками вместо цельнокованого.

Крепление дисков на валу с помощью радиальных штифтов. Этот способ широко используют в газовых турбинах для крепления консольных дисков (рис. 145). Диски изготавливают без центральных отверстий; они имеют приблизительно равное сопротивление, что позволяет уменьшить напряжения в его центральной части почти в 2 раза по сравнению с дисками с центральным отверстием. Крутящий момент передается валу с помощью радиальных штифтов 2, входящих в отверстия боковой втулки диска и посадочной части ротора. Боковая втулка нагружена лишь центробежными силами собственной массы, поэтому наличие в ней отверстий для штифтов мало отражается на прочности основного полнотного диска. Радиальное расположение штифтов (обычно восемь—двенадцать) определяет направление температурного расширения диска; их рассчитывают на срез и смятие. Допустимые напряжения выбирают в 2—3 раза меньше обычных.

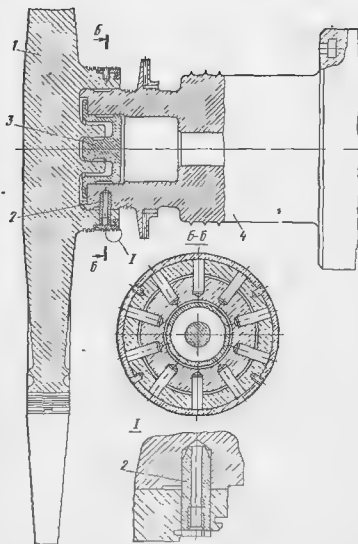


Рис. 145. Соединение диска с валом при помощи радиальных штифтов

При сборке диска с валом рассверливают отверстия под радиальные штифты, которые должны быть строго радиальны и перпендикулярны оси ротора. Штифты должны плотно входить в отверстия.

Для лучшей центровки диска 1 (рис. 145) относительно вала 4 в его расточку устанавливают промежуточную втулку 3 из аустенитной стали. Натяг в соединении диска с промежуточной втулкой сохраняется при любых условиях работы. Применяя радиальные штифты, можно изготовлять диск из аустенитной стали с коэффициентом линейного расширения в 1,5 раза большим, чем

у перлитной стали, из которой изготовлен вал. Разность тепловых расширений диска и вала определяется также различными условиями их прогрева.

Посадка диска по центрирующим поясам вала выполнена с небольшим натягом, но во время работы, в результате многочисленных изменений температуры, возможно ослабление соединения и образование в нем зазора. Радиальные штифты при этом обеспечивают concentricity сопрягаемых деталей.

Цельнокованные роторы (рис. 146). Цельнокованные роторы нашли широкое применение в активных турбинах, работающих с температурой пара выше 400°C . В этих роторах диски с валом вытачивают из одной поковки, поэтому ослабление дисков из-за релаксации напряжений на переменных режимах работы исключается.

Цельнокованные роторы можно применять с дисками диаметром до 1 м; превышение этого размера резко осложняет получение высококачественных поволоков.

В цельнокованом роторе отсутствуют ступицы дисков, поэтому длина проточной части определяется только толщиной диафрагмы и полотно дисков, а не длиной ступиц, что сокращает его длину по

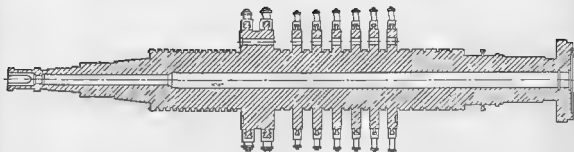


Рис. 146. Цельнокованный ротор

сравнению с ротором, имеющим наборные диски. Кроме того, уменьшаются диаметры диафрагменных уплотнений, а это, в свою очередь, снижает утечки пара через них и повышает к. п. д. точной части турбины.

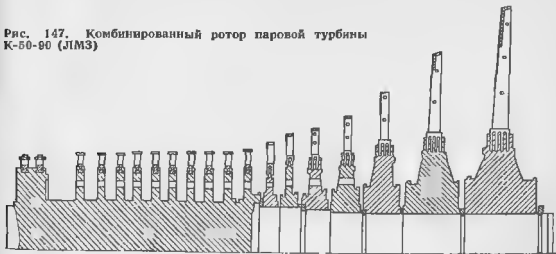
Цельнокованные дисковые и барабанные роторы применяют и в газовых турбинах.

На рис. 147 показан ротор части высокого давления, представляющий собой комбинацию цельнокованого ротора и ротора с насадными дисками. Такую конструкцию применяют в активных паровых турбинах, где в одном цилиндре происходит изменение температуры пара в большом интервале.

Сварные роторы. Сварные конструкции барабанного типа применяют в ЦВД паровых турбин и осевых компрессорах (см. рис. 95). Такая конструкция может быть применена только при умеренных окружных скоростях (приблизительно до 140—150 м/с) и при реактивном облопачивании без диафрагм. Сварные роторы состоят из трех частей, сваренных вместе по наружной окружности. Части ротора имеют небольшие размеры, что дает возможность получить равномерную структуру металла по всему объему поковки.

В ЦВД турбины К-150-130 (ХТГЗ) применен ротор, который сварен по наружной окружности из семи частей. Сварной ротор имеет меньшую длину, чем роторы с наборными дисками, так как в нем отсутствуют ступицы, определяющие осевые размеры ро-

Рис. 147. Комбинированный ротор паровой турбины К-50-90 (ЛМЗ)



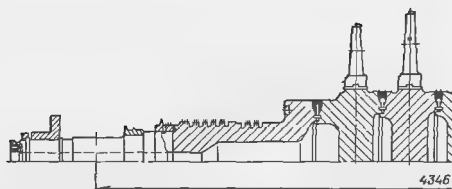


Рис. 148. Сварной ротор газовой турбины ГТ-12-650 (ЛМЗ)

тора. Для уменьшения напряжений диски рабочих колес сварного ротора изготавливают без центрального отверстия.

Для стационарной газовой турбины мощностью 120 МВт типа ГТ-12-650 (ЛМЗ, рис. 148) был также применен (учитывая высокие температуры газа) сварной ротор из стали аустенитного класса.

Роторы, сваренные из отдельных дисков, имеют:

- 1) меньшие (почти вдвое) напряжения в центральных точках дисков;
- 2) большую критическую частоту вращения по сравнению с наборными или цельноковаными роторами;
- 3) высокую тепловую стабильность при высоких температурах (почти без изгиба при нагреве) и большие окружные скорости.

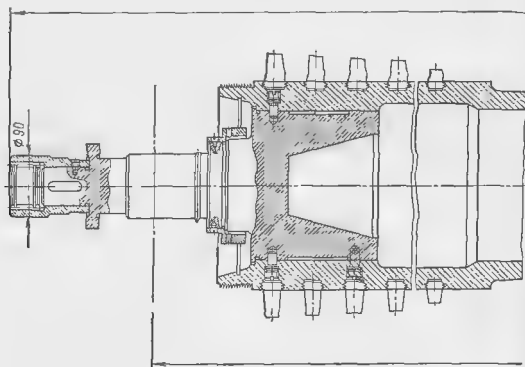
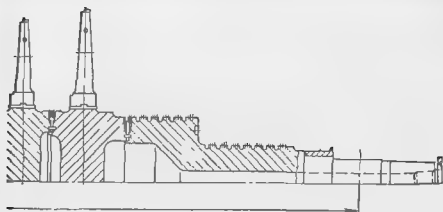


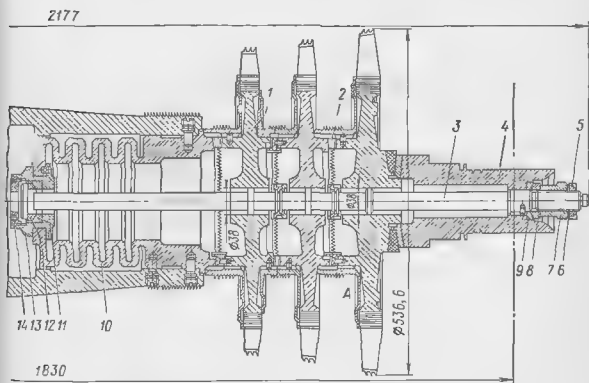
Рис. 149. Составной ротор ГТУ-6.

1 — диски, 2 — торцовые шлицы, 3 — стяжной болт, 4 — концевой вал ротора; рические кольца, 10 — компенсатор; 13 — муфта



Кроме того, можно применять различные марки сталей (аустенитного и перлитного класса) для изготовления отдельных составных частей ротора и получать поковки высокого качества.

Составные роторы. В газовых турбинах и компрессорах получили распространение составные роторы с центральными или периферийными болтами, стягивающими элементы ротора в осевом направлении. Для передачи крутящего момента используют торцовые шплицы, осевые или радиальные штифты и т. д., допускающие некоторую свободу перемещения (по радиусу) сопрягаемых деталей. Эти роторы имеют высокую жесткость и прочность.



5 — стопорная гайка, 6 — стопорная шайба; 7, 14 — гайки, 8, 9, 11, 12 — сфе-

На рис. 149 показан составной ротор газотурбинной установки ГТУ-6. Цилиндр турбины не имеет горизонтального разреза, поэтому собирают турбину, последовательно набирая диски и детали статора.

Ротор состоит из дисков 1, стягиваемых центральным стяжным болтом 3. Крутящий момент передается с помощью торцовых треугольных шлицев 2. Компенсатор 10 обеспечивает необходимый натяг стяжного болта 3 при всех режимах работы турбины. Так как центральный стяжной болт в одном или нескольких местах опирается на соответствующие посадочные места в диске, то это позволяет избежать его резонансных колебаний и прогиба. Точность установки стяжного болта обеспечивается сферическими кольцами 8, 9, 11 и 12. Диск последней ступени приварен к участку вала, изготовленному из перлитной стали.

Для крупных и тяжелых роторов характерны периферийные, равномерно расположенные по окружности стяжные болты (см. рис. 142). В такой конструкции диски изготавливают без центрального отверстия, что снижает напряжения в их центральной части. Взаимное центрирование дисков производят по поясам на периферийных полках. Стяжные болты затягивают с помощью динамометрических приспособлений, так как неправильная затяжка может вызвать вибрацию. Во избежание изгиба длинных стяжек под действием центробежных сил на них делают центрирующие пояски.

Системы охлаждения ротора газовых турбин. Роторы газовых турбин имеют меньшее количество рабочих решеток и работают при более высокой температуре рабочего газа, чем роторы паровых турбин. Поэтому необходимо применение соответствующих легированных сталей для деталей ротора или охлаждение массивных дисков и вала воздухом. При температурах выше 560°C для деталей ротора применяют аустенитные, а при температурах ниже 560°C — перлитные стали.

В газовых турбинах, работающих в области высоких температур, применяют в основном три способа воздушного охлаждения роторов (рис. 150). В первом случае воздух подают от компрессора к ротору под давлением, немного превышающим давление газа в данном месте турбины. В схеме, показанной на рис. 150, а, охлаждающий воздух поступает к центральной части диска и, растекаясь вдоль полотна к периферии, охлаждает диск, а также препятствует поступлению горячего газа из проточной части к полотну диска.

Во втором случае (рис. 150, б) воздух подают через отверстия к ободу диска. В третьем случае охлаждающий воздух продувается через зазоры в хвостовом соединении рабочих лопаток с ротором турбины (рис. 150, в).

Материалы для дисков, барабанов и цельнокованых роторов. Диски паровых турбин являются наиболее напряженными деталями после рабочих лопаток. Разрушение диска приводит к аварии турбины. Материалы для дисков применяются в зависимости от

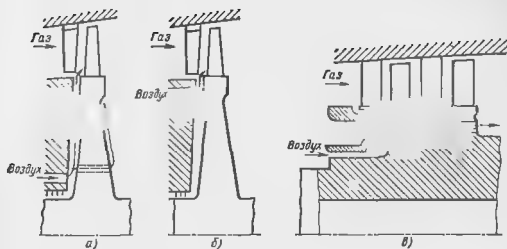


Рис. 150. Способы охлаждения деталей роторов газовых турбин

напряжений, возникающих при эксплуатации (см. табл. 1 приложения).

Материал рабочих дисков, барабанов и цельнокованных роторов должен иметь:

- 1) высокие стабильные механические свойства при рабочих температурах;
- 2) однородность состава и отсутствие внутренних дефектов;
- 3) минимальные внутренние напряжения;
- 4) хорошую механическую обрабатываемость.

Диски подвержены коррозионному воздействию в паровой среде, однако оно сравнительно невелико вследствие значительной толщины дисков и медленного развития коррозии. Поэтому для них применяют стали, слабо сопротивляющиеся коррозии.

Поковки, из которых изготовляют диски, подвергают термической обработке по режимам, устанавливаемым в зависимости от требуемых свойств химического состава стали и размеров диска.

Остаточные напряжения должны быть минимальными, так как вместе с рабочими они могут превысить допустимые значения и вызвать разрушение детали.

По техническим условиям для дисков допускаются остаточные напряжения не более 4 кгс/мм^2 при диаметре диска $d = 600 \div 1000 \text{ мм}$ и 5 кгс/мм^2 при $d > 1000 \text{ мм}$.

В поковках не должно быть трещин и флокенов.

Флокены представляют собой несплошности, выявляющиеся на обработанной поверхности металла в виде очень тонких извилистых трещин, а на изломах образцов или изделий — в виде резко выделяющихся серебристых пятен округлой формы и кристаллического строения. Размеры флокенов различны — длина от долей миллиметра до 20 мм и более.

Образование флокенов можно объяснить тем, что водород, растворяющийся в жидкой стали, при определенных условиях выделяется в микропоры, имеющиеся в стали, и создает весьма значительные напряжения в металле, приводящие к его местным разрывам.

Флокены выявляют:

1) микротравлением шлифованной поверхности 15%-ным персульфатом аммония в воде в течение 10 мин, а затем раствором азотной кислоты в течение 5—10 мин;

2) ультразвуковой дефектоскопией.

Удалить флокены механическим способом нельзя.

На внутренней поверхности ступицы и ее торцов проверяют содержание серы. Рекомендуется также снимать отпечатки с части полотно для обнаружения сегрегационных усов.

§ 19

РАБОЧИЕ ЛОПАТКИ

Условия работы и конструкция рабочих лопаток. С помощью рабочих лопаток кинетическая энергия паровой струи преобразуется в механическую энергию вращения ротора. Рабочие лопатки проточной части турбины имеют различную степень реакции. В газовых турбинах чаще всего применяют лопатки переменного по высоте профиля.

Рабочие лопатки являются наиболее ответственной частью в турбине и работают в наиболее тяжелых условиях; на них действуют постоянные и переменные силы. Постоянные силы вызывают растягивающие и изгибающие напряжения; переменные силы потока пара вызывают вибрацию лопаток.

Профильную часть лопаток шлифуют или полируют. При этом уменьшаются концентрация напряжений, профильные потери и коррозия рабочих лопаток. Переход от профильной части лопатки к хвостовику выполняют плавным при максимально возможном для данной конструкции лопатки радиусе, так как это сечение является обычно наиболее нагруженным статическими и динамическими напряжениями.

На рис. 151 показаны рабочие лопатки всех ступеней турбины К-150-130 (ХТГЗ).

В паровой турбине большой мощности насчитывается несколько тысяч рабочих и направляющих лопаток, трудоемкость изготовления которых составляет приблизительно 20—25 % трудоемкости изготовления всей турбины. Дальнейшее развитие производства паровых турбин в нашей стране создает условия для внедрения принципов серийного и массового производства, которые решаются:

- 1) разработкой типовых конструкций рабочих лопаток с постоянным и переменным по высоте профилем;
- 2) разработкой типовых конструкций сопловых лопаток;
- 3) унификацией профильных и корневых частей рабочих лопаток постоянного и переменного по высоте сечения;
- 4) применением заготовок, максимально приближающихся по размерам и форме к готовому изделию.

Для некоторых газовых турбин лопатки изготавливают методом прецизионного литья, например, из сплавов аустенитного класса на

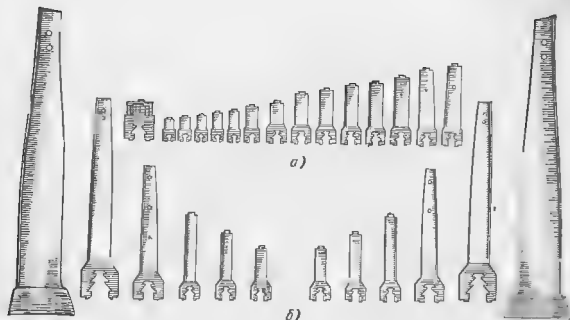


Рис. 151. Рабочие лопатки турбины К-150-130:
а — с ЦВД; б — с ЦНД

кобальтовой основе, обладающих повышенными жаростойкостью и жаропрочностью.

Разнообразие конструкций группы лопаток, приведенных на рис. 152, велико и определяется различными профилями рабочей и хвостовой частей, конструкцией головной части. В турбинах при $d/l_2 \leq 10 \div 12$ профиль по высоте делают переменным (рис. 153).

Хвостовики лопаток различаются количеством опорных поверхностей. В коротких небольших лопатках, работающих с умеренными окружными скоростями, применяют одноопорные хвостовики, в длинных лопатках — двухопорные, трехопорные и т. д.

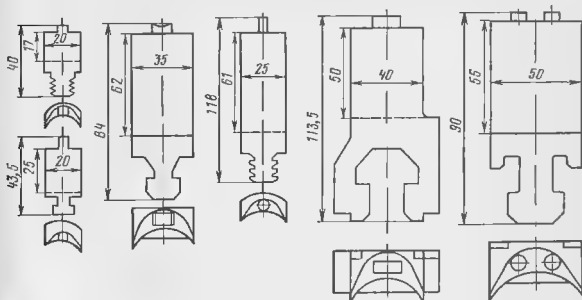


Рис. 152. Короткие рабочие лопатки с утолщенной хвостовой частью

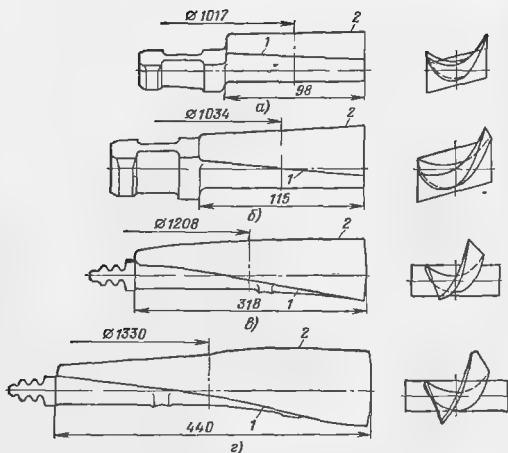


Рис. 153. Рабочие лопатки, спроектированные по аэродинамическим законам при:

а— $d/l_2 = 10$, б— $d/l_2 = 8,9$; в— $d/l_2 = 3,8$; г— $d/l_2 = 3$; 1 — входная кромка; 2 — выходная кромка

Из рис. 151 видно, как с увеличением высоты рабочих лопаток и их массы растет число опор хвостовиков лопаток. По конструкции хвостовики лопаток можно разделить на две группы:

1) с внутренней посадкой в паз на ободе диска, имеющие профиль с охватываемыми или охватывающими радиальными посадочными местами (рис. 154, а—д, з, и);

2) вильчатые с посадкой сверху на гребень обода диска (рис. 154, е, ж).

К качеству набора лопаток на диск предъявляют высокие требования, так как от этого в большой степени зависит надежность работы турбины и ее к. п. д. При сборке должно быть обеспечено плотное прилегание лопаток к соответствующим пазам обода диска и хвостовиков лопаток одного к другому (щуп в 0,05 мм не должен проходить между ними).

В осевом направлении лопатки стопорятся пластинами, концы которых помещены в паз лопатки и загнуты по торцу обода. По оси турбины хвостовики лопатки изогнуты по дуге, поэтому облегчается расположение в них профильной части лопатки без значительного свешивания кромок профиля над площадкой хвостовика.

Преимуществом осевого закрепления хвостовиков является возможность легкой смены отдельных лопаток.

Для набора лопаток с внутренней посадкой на диск и пазом по окружности (рис. 154) делают один или два диаметрально расположенных замковых паза. Каждую лопатку вставляют в диск через замковый паз, а затем продвигают вдоль паза и обода диска.

Замки должны обеспечить простоту набора и надежность крепления лопаток, простоту выемки замка или замковых лопаток при замене во время ремонта. Замок, запирающий оба венца лопаток, состоит из двух замковых лопаток и двух боковых скошенных промежуточных тел 2 (рис. 155, а). Промежуточные тела вводят через средних прямоугольный колодец, который закрывают двумя вставками 1 со скошенными боковыми поверхностями. Между вставками вгоняют клин 3, который удерживается расклепанными выступающими частями вставок 1.

В ступенях давления после набора лопаток из светлокатаного профиля замковые колодцы запирают с помощью двух вставок 4 и одного замкового клина 5 (рис. 155, б). Для посадки лопаток в местах установки замковых лопаток выступы грибовидных хвостов диска срезают, как показано на рис. 156 (обычный профиль обода диска и хвоста лопатки показан штриховой линией на рис. 156, а). Через места срезов на обод заводят все лопатки, а в оставшийся между ними промежуток вставляют замковую лопатку, которую крепят двумя штифтами.

Рабочие лопатки связывают биндажом в пакеты по 4—20 шт. для создания замкнутого по высоте канала и придания большей жесткости лопаткам. Число лопаток в пакете уменьшается с уменьшением наружного диаметра рабочего колеса при повышении температуры пара. В ленточных биндажах просверливают или пробивают по шагу лопаток отверстия, которыми биндажи надеваются на шипы рабочих лопаток. Затем шипы расклепывают.

В первых ступенях между сегментами биндажей по окружности предусматривают температурные зазоры в 0,3—1 мм, а в последних в 1—1,5 мм. В средних ступенях иногда применяют ленточный и проволоочный биндажи для вывода рабочих лопаток из опасной зоны колебаний (рис. 156, б). В последних ступенях при малой плотности и высоких удельных объемах пара, определяющих большие высоты лопаток, применяют проволоочные биндажи, которыми прошивают рабочие лопатки (рис. 157, а). Отверстия в лопатках делают на 0,2—0,5 мм больше диаметра проволоки. Биндаж припаивают при нагревании пламенем ацетиленовой горелки. Температура местного нагрева металла лопаток не должна превышать 750—780° С, т. е. той температуры, при которой структура металла не изменяется.

В сильнонапряженных лопатках последних ступеней применяют трубчатый биндаж для уменьшения центробежных сил массы биндажа, действующих на рабочие лопатки (рис. 157, б). Вследст-

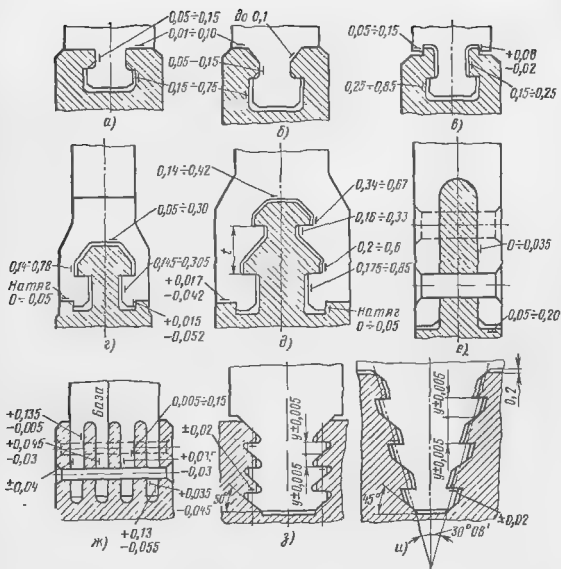


Рис. 154. Типы хвостовиков лопаток

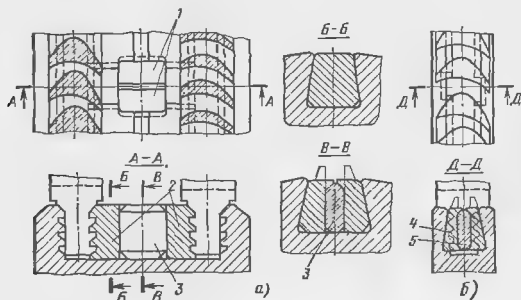


Рис. 155. Замок колеса:

а — Кертиса; б — ступени давления, 1, 4 — вставка; 2 — промежуточное тело; 3, 5 — замковый клин

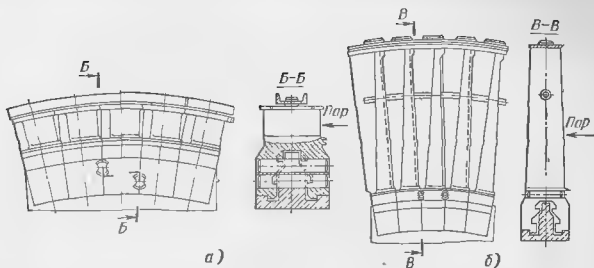


Рис. 156. Замковые лопатки ЦВД турбины К-150-130 (ХТГЗ):

а — регулирующая ступень; б — ступени давления

вне трения трубчатого бандажа в отверстиях колебания лопаток гасятся.

Расчет рабочих лопаток на прочность. Расчет рабочих лопаток на растяжение. Растягивающие усилия, действующие на рабочую лопатку, вызываются центробежными силами собственной массы лопатки и массы бандажа.

В общем случае уравнение для центробежной силы имеет вид

$$C = m r \omega^2,$$

где m — G/g — масса вращающихся частей, кг; V , см^3 ; r , см; ω , рад/с.

В применении к рабочей лопатке (рис. 158) расчетная величина центробежной силы

$$\sum C = C_{\lambda} + C_{\Pi} + C_{\delta}. \quad (179)$$

Растягивающие напряжения, равномерно распределенные по сечению лопатки с площадью F ,

$$\sigma_p = \frac{\sum C}{F}.$$

Наиболее опасно сечение А—А у основания профильной части лопатки, так как в нем сосредоточена центробежная сила (рис. 158, а).

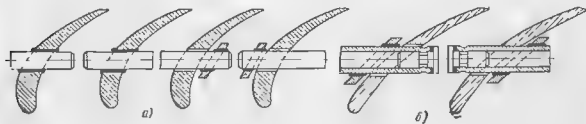


Рис. 157. Проводочные и трубчатые бандажи рабочих лопаток

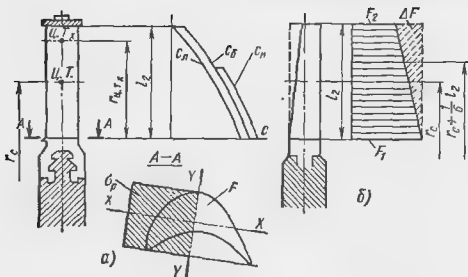


Рис. 158. Рабочая лопатка:

а — постоянного сечения с ленточным и проволоочным бандажом, б — переменного сечения

Наибольшей из составляющих $\sum C$ [уравнение (179)] является центробежная сила профильной части лопатки C_n . Поэтому далее подробнее рассмотрим определение напряжений, вызываемых центробежными силами собственной массы профильной части лопатки (без ленточных и проволоочных бандажей), в зависимости от характера изменения площади профиля по высоте.

Центробежная сила, действующая на профильную часть рабочей лопатки постоянного сечения,

$$C_n = \rho F l_2 r_c \omega^2. \quad (180)$$

Растягивающее напряжение в корневом сечении AA (рис. 158, а) рабочей лопатки от действия силы C_n

$$\sigma_p = \frac{C_n}{F} = \rho l_2 r_c \omega^2.$$

Отсюда следует, что в лопатке постоянного по высоте профиля растягивающие напряжения в корневом сечении не зависят от площади сечения лопатки.

Проектирование рабочих лопаток переменного профиля последних ступеней ЦНД является весьма сложным. При заданном законе изменения сечений по высоте лопатки стремятся получить удовлетворительные аэродинамические и прочностные характеристики лопаток при относительно невысокой их стоимости.

Определим напряжения в лопатке переменного сечения при наиболее простом прямолинейном законе изменения площади поперечных сечений (рис. 158, б). Центробежная сила C'_n лопатки находится как разность между центробежными силами C_n лопатки постоянного профиля и ΔC удаленной от нее части:

$$C'_n = C_n - \Delta C.$$

Величину C_L подсчитываем по уравнению (180).

Величину ΔC определяем по уравнению

$$\Delta C = \rho \Delta V \omega^2 \left(r_c + \frac{1}{6} l_2 \right),$$

где $\Delta V = 0,5 (F_1 - F_2) l_2$ — объем удаленного металла.

Растягивающие напряжения у корня лопатки

$$\sigma_{п.р} = \frac{C_L - \Delta C}{F}.$$

Обозначим

$$\frac{1}{q} = \frac{\sigma_{п.р}}{\sigma_p} = \frac{C_L - \Delta C}{C_L} = 1 - \frac{\Delta C}{C_L} = 1 - \frac{1}{2} \frac{(F_1 - F_2) \left(r_c + \frac{1}{6} l_2 \right)}{F_1 r_c} = 1 - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{F_2}{F_1} \right) \left(1 + \frac{l_2}{6 r_c} \right).$$

Коэффициент q показывает, во сколько раз уменьшаются напряжения в лопатке переменного сечения по сравнению с напряжениями в лопатке постоянного сечения при той же длине l_2 и среднем радиусе r_c . Для приближенных расчетов можно считать

$$\left(1 + \frac{l_2}{6 r_c} \right) \approx 1;$$

тогда

$$\frac{1}{q} = 1 - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{F_2}{F_1} \right).$$

При различных значениях F_2/F_1 получим:

F_2/F_1	0,5	0,4	0,3	0,2
q	1,33	1,44	1,54	1,67

При отношении $F_2/F_1 \geq 0,5$ можно считать, что площадь по высоте лопатки изменяется по линейному закону, и фрезеровать лопатки можно за одну установку по всей длине. Для более облегченных лопаток при $F_2/F_1 < 0,5$ исходя из размеров профиля на чертеже подбирают степенную зависимость изменения площади поперечного сечения от длины лопатки. Такими зависимостями, определяющими изменение площадей при $F_2/F_1 < 0,5$ могут быть

$$F_x = F_1 - (F_1 - F_2) \left(\frac{x}{l_2} \right)^m$$

или

$$F_x = F_1 + \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^{\frac{x}{l_2}}.$$

Обычно лопатки переменного профиля выполняют с отношением площадей $F_2/F_1 \geq 0,2$. При меньших отношениях максимум растягивающих напряжений перемещается от корневого сечения к концу лопатки.

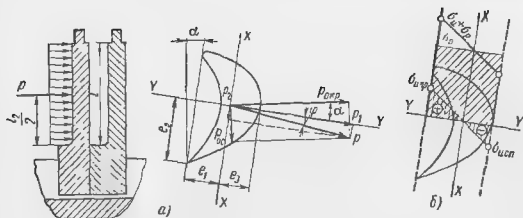


Рис. 159. Эскиз к расчету лопаток на прочность:

а — силы, изгибающие лопатку. б — сложение напряжений σ_r и $\sigma_{тх}$

Расчет рабочих лопаток на изгиб Рабочие лопатки при $d/l_2 > 12$ выполняют с постоянным по высоте профилем. В этом случае рабочую лопатку рассматривают как консольную балку с жестко закрепленным концом и равномерно распределенной по высоте изгибающей нагрузкой.

Изгибающие усилия, действующие на рабочую лопатку, возникают при:

- 1) динамическом давлении потока;
- 2) статической разности давления пара по обе стороны лопаток, обусловленной наличием степеней реакции в них.

Первая составляющая, действующая в окружном направлении, может быть определена из уравнения количества движения (рис. 159)

$$P_{окр} = \frac{G}{gez_2} (c_{1u} - c_{2u}), \quad (181)$$

а изгибающее усилие в осевом направлении

$$P_{ос} = P'_{ос} + P''_{ос} \approx \frac{G}{gez_2} (c_{1a} - c_{2a}) + (p_1 - p_2) l_2 l_2, \quad (182)$$

где c_{1u} , c_{2u} , c_{1a} , c_{2a} — проекции абсолютных скоростей пара (см. рис. 33) соответственно при выходе из сопл и рабочих лопаток на направление окружной скорости и на осевое направление, м/с.

В турбине с сопловым парораспределением окружные усилия будут максимальными:

- 1) для регулирующей ступени при полном открытии первого регулирующего клапана (остальные клапаны закрыты), когда ступень работает с наибольшим тепловым перепадом и наименьшей степенью парцальности;
- 2) для ступеней давления при работе турбины с максимальной нагрузкой.

Равнодействующая изгибающих усилий, действующих на лопатку,

$$P = \sqrt{P_{окр}^2 + P_{ос}^2}$$

В коротких лопатках ($d/l_2 > 12$) для упрощения расчета считают, что угол между главной осью инерции $Y-Y$ и направлением действия силы P равен нулю ($\varphi = 0$); тогда напряжением в кромках, возникающим от действия силы P в направлении оси $X-X$, можно пренебречь.

При данном допущении изгибающие напряжения:

в кромках

$$\sigma_{\text{н кр}} = \frac{M_{\text{н кр}}}{W_x} = \frac{Pl_2}{2W_x} = \frac{Pl_2 e_f}{2I_x};$$

в спинке

$$\sigma_{\text{н сп}} = \frac{M_{\text{н сп}}}{W_x} = \frac{Pl_2}{2W_x} = \frac{Pl_2 e_g}{2I_x}.$$

Величины W_x , W'_x , T_x , F сечения лопаток определяют графоаналитическим методом.

На рис. 159, б показаны эпюры напряжений в опасном сечении у корня рабочих лопаток. Напряжения растяжения и изгиба в кромках суммируют, а на спинке вычитают. Таким образом, в более напряженном состоянии находятся кромки рабочих лопаток.

Конструктивно уменьшить изгибающие напряжения можно установкой рабочей лопатки с небольшим наклоном к направлению вращения (рис. 160) таким образом, чтобы центробежная сила S , приложенная к центру тяжести лопатки O , создавала на плече a относительно радиуса, проходящего через центр тяжести корневого сечения O_1 , восстанавливающий момент $M_{\text{в}}$, равный изгибающему $M_{\text{н}}$.

В газовых турбинах рабочие лопатки набирают с зазором в тангенциальном направлении. На неподвижном роторе лопатки могут слегка качаться. В работе лопатки центробежными силами прижимаются к соответствующим поверхностям в пазах диска и устанавливаются в такое положение, при котором изгибающий момент уравнивается восстанавливающим.

Расчет хвостовиков лопаток и обода диска. Хвостовики рабочих лопаток рассчитывают на растяжение в узком сечении, смятие опорных поверхностей, срез выступающих частей хвостовика от действия центробежных сил.

В лопатках с опорными поверхностями, расположенными наклонно по отношению к направлению действия центробежных сил, для определения напряжения смятия принимают проекцию площади этих поверхностей на плоскость, перпендикулярную к радиусу диска. При расчете на смятие или срез ножек необходимо задаться числом зубьев, работающих одновременно.

Изгибающие напряжения от действия пара обычно малы, так как лопатки в хвостовике обычно плотно пригнаны одна к другой, и поэтому эти напряжения часто не учитывают. Опасные сечения хвостовиков лопаток и обода диска зависят от их конструкции. Из всего многообразия хвостовиков рассмотрим для примера расчет Т-образного лопаток, выполненных за одну целое

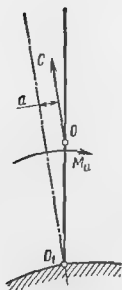


Рис. 160. Схема установки рабочей лопатки для разгрузки от изгибающих напряжений

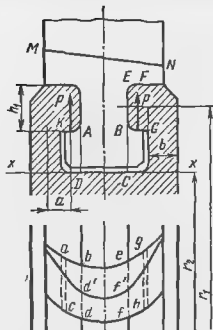


Рис. 161. Т-образный хвостовик рабочей лопатки

с промежуточным телом и отдельно от него (рис. 161). В наиболее опасном сечении AB возникают растягивающие напряжения от действия центробежных сил $\sum C$ масс профильной части лопатки, головки и бандажей и центробежной силы C_x хвостовой части, ограниченной сечениями MN и AB .

Площадь хвостовика лопатки f_1 в сечении AB вычисляют графоаналитическим методом (см. § 15). Для лопаток, выполненных за одно целое с промежуточным телом, вычисляют площадь $befd$, а для лопаток, выполненных отдельно от промежуточного тела, $bef'd'$.

Растягивающие напряжения в сечении AB

$$\sigma_p = \frac{\sum C + C'_x}{f_1}.$$

Напряжения среза в сечениях AD и BC хвостовика лопатки

$$\sigma_{cp} = \frac{\sum C + C'_x + C''_x}{2f_2},$$

где C''_x — центробежная сила участка хвостовика $ABCD$ ($befd$ и $bef'd'$ — соответственно для лопатки, выполненной за одно целое с промежуточным телом и отдельно); f_2 — площадь среза прямоугольных сечений $ADbd$ ($BCef$) или $ADbd'$ ($BCef'$).

На опорной поверхности хвостовика лопатки AK и BG возникают напряжения смятия

$$\sigma_{cm} = \frac{\sum C + C_x}{2f_3},$$

где C_x — центробежная сила, действующая на хвостовик лопатки между сечениями $M-N$ и $X-X$; f_3 — площадь опорной поверхности хвостовика AK и BG .

В наиболее опасном сечении обода ($X-X$) возникают наибольшие растягивающие напряжения от действия центробежных сил:

$$\sigma_p = \frac{z_2(\sum C + C_x) + \frac{2}{3} C_{об}}{4\pi r_2 b},$$

где $z_2(\sum C + C_x)$ — центробежная сила, действующая на все лопатки и их хвостовики; $\frac{2}{3} C_{об}$ — центробежная сила массы обода, расположенной над сечением $X-X$. Эта сила входит в формулу с коэффициентом $\frac{2}{3}$, так как обод представляет собой кольцо, и его центробежная сила вызывает не только радиальные, но и тангенциальные напряжения.

Изгибающие напряжения в одной щеке обода в сечении $X-X$ от действия силы P

$$\sigma_n = \frac{M_n}{W},$$

где $M_n = Pa$ — изгибающий момент; $P = \frac{\sum C + C_x}{2} + \frac{2}{3} C'_{об}$ — изгибающее усилие; $C'_{об}$ — центробежная сила, действующая на часть обода по длине одного шага.

Вибрация рабочих лопаток. Если какую-либо упругую систему вывести из положения равновесия, то она будет под действием сил упругости, сопротивления среды и внутреннего трения в металле совершать свободные (собственные) колебания. Частота этих колебаний является совершенно определенной для данного упругого тела (например, для даиной лопатки) и зависит от размеров, характера крепления и упругих свойств материала. Свободные (собственные) колебания являются затухающими (рис. 162), амплитуда которых при постоянной частоте уменьшается по закону геометрической прогрессии с некоторым постоянным коэффициентом.

Процесс затухания характеризуется декрементом затухания, который определяют по формуле

$$\kappa = \frac{1}{n-1} \ln \frac{x_1}{x_n},$$

где x_1, x_n — начальная и n -я амплитуда колебаний; $n-1$ — число колебаний в интервале между выбранными амплитудами.

Для жестко закрепленной на роторе единичной лопатки постоянного сечения статическая (при неподвижном роторе) частота собственных колебаний

$$f_{ст} = \frac{0,56}{l_2^2} \sqrt{\frac{EJ_x}{\rho F}}, \quad (183)$$

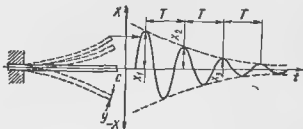


Рис. 162. График затухающих колебаний

где E — модуль упругости, кгс/см²; J_x — момент инерции сечения лопатки, см⁴, F — площадь поперечного сечения лопатки, см².

Из уравнения (183) следует, что собственная частота колебаний лопатки изменяется обратно пропорционально квадрату высоты l_2^2 и пропорциональна ширине b_2 . При определении собственной частоты колебаний лопаток необходимо помнить, что с повышением температуры металла модуль упругости E уменьшается.

Если на упругую систему периодически действует возмущающее усилие, то в результате этого, независимо от собственной частоты колебаний, возникнут вынужденные колебания, частоты которых будут равна частоте возмущающей силы.

Амплитуду вынужденных колебаний определяют по уравнению

$$x = \frac{x_{ст}}{\sqrt{\left(1 - \frac{f_b^2}{f_c^2}\right)^2 + \frac{f_b^2}{f_c^2} \delta^2}}, \quad (184)$$

где $x_{ст}$ — прогиб под действием статической нагрузки, равной величине возмущающей силы; f_b , f_c — частоты соответственно возмущающей силы и собственных колебаний; $\delta = \pi/\pi$ — коэффициент затухания колебаний.

Если принять $x_{ст} = \text{const}$, то величина x , найденная по уравнению (184), будет зависеть от f_b/f_c и δ .

Амплитуда вынужденных колебаний достигает опасного значения в интервале отношения частот (резонансиом) $f_b/f_c = 0,75 \div 1,25$ и имеет максимальное значение при $f_b/f_c = 1$ даже с малыми величинами возмущающих сил (рис. 163). На величину амплитуды колебаний в этом интервале частот существенно влияет коэффициент δ затухания колебаний, с увеличением которого амплитуда колебаний уменьшается. При частотах, отдаленных от резонансной зоны, амплитуда колебаний мало зависит от сил сопротивления.

При проектировании систем, в которых возникают колебания, можно устранять частоты собственных колебаний таким образом, чтобы упругая система не работала в резонансной зоне, и увеличивать коэффициент затухания колебаний системы в случае работы в резонансной зоне без опасных амплитуд колебаний.

Резонансные колебания возникают тогда, когда частота возмущающей силы равна или кратна частоте собственных колебаний упругой системы.

На рис. 164 приведены осциллограммы свободных затухающих (кривая 1) и вынужденных (кривая 2) колебаний. При совпадении частот вынужденных и собственных колебаний, когда наступает резонанс, амплитуда вынужденных колебаний резко возрастает до величин, определяемой коэффициентом затухания δ (рис. 164, а).

На рис. 164, б и в частота возмущающей силы кратна частоте собственных колебаний:

$$f_c = j f_b,$$

где $j = 2, 3, \dots$

Рис. 163. Кривые резонанса при различных коэффициентах затухания колебаний

Чем больше величина j , тем быстрее затухают вынужденные колебания, тем меньше величина максимальной амплитуды.

Возмущающие силы, вызывающие колебания лопаток, можно разделить на две группы.

К первой относятся силы, частота возмущающих импульсов которых будет кратна частоте вращения ротора турбины n :

$$f_b = jn. \quad (185)$$

При нарушении плотности горизонтального разъема диафрагм (например, при короблении цилиндра) повышается расход пара, а следовательно, и усилие пара на лопатки. Частота вынуждающих импульсов в этом случае будет равна $2n$.

Нарушение шага или выходного угла при установке сопловых лопаток (особенно при их заливке во время изготовления чугуновых диафрагм) связано с изменением степени реакции ступени и расхода пара через отдельные каналы, а следовательно, изменения усилия пара, действующего на лопатки. Частоту возмущающих усилий, возникающих при этом, можно определить по формуле (185).

При парциальном подводе пара к рабочим лопаткам происходит изгиб лопаток под давлением паровой струи, выходящей из сопл. При выходе струи давление пара на рабочую лопатку прекращается, и лопатка выпрямляется. В данном случае кратность при подсчете частоты возмущающих сил будет равна количеству сегментов сопл.

Вынужденные колебания лопаток могут быть вызваны такими дефектами, связанными с изготовлением турбины, как, например, эксцентричное расположение сопл по отношению к рабочим лопаткам. В этом случае рабочая лопатка при разных положениях

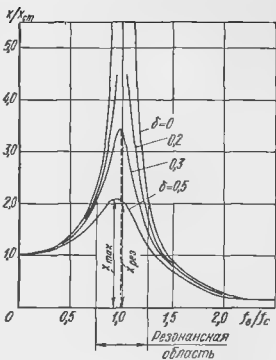


Рис. 164. Резонансные колебания лопаток под действием возмущающих сил

испытывает различные давления пара (часть струн пара направлена то на бандаж, то на диск).

Из рассмотренных причин, вызывающих вынужденные колебания лопаток, которые являются далеко не исчерпывающими, следует, что определить количество нарушений j не представляется возможным. Известно, что частота вынужденных колебаний кратна рабочей частоте вращения ротора турбины.

Ко второй группе возмущающих сил относятся силы, частота возмущающего импульса которых пропорциональна количеству сопловых лопаток z :

$$f_b = zn.$$

Эти импульсы возмущающих сил рабочая лопатка получает в результате периодического изменения скорости парового потока, а следовательно, и усилия в зависимости от положения рабочей лопатки (см. рис. 46, в).

Рассмотренные две группы возмущающих сил вызывают колебания рабочих лопаток в различных направлениях, т. е. рабочая лопатка совершает сложные колебательные движения, которые для удобства рассмотрения можно разделить на простые. Существуют три группы таких колебаний: тангенциальные, аксиальные и крутильные.

Тангенциальными называются колебания, происходящие вокруг главной оси инерции $X-X$ (см. рис. 159, б). Эти колебания наиболее опасны, так как жесткость профиля относительно оси $X-X$, проходящей через центр тяжести профиля, наименьшая (особенно у активных лопаток), а возмущающая сила, определяемая основным направлением парового потока, наибольшая.

Аксиальными называются колебания, происходящие относительно оси инерции $Y-Y$ (см. рис. 159, а).

Крутильными называются колебания, при которых лопатки совершают угловые повороты вокруг оси, проходящей через середину сечения по всей длине лопаток (рис. 165).

Тангенциальные колебания одиночных лопаток и пакетов рабочих лопаток. Тангенциальные колебания рабочих лопаток со свободной вершиной (рис. 166, а, б, в) и закрепленной (рис. 166, г, д, е) различны. В обоих случаях лопатки подвержены собственным колебаниям, имеющим несколько различных форм.

Если в жестко зажатой хвостовиком лопатке вибратором или электромагнитом вызвать колебания, то при изменении в широком интервале частоты можно выявить несколько резонансных колебаний. Постепенно повышая частоту возмущающей силы до величины, совпадающей с частотой собственных колебаний, будем наблюдать резкое возрастание амплитуды колебаний до резонансной. Поддерживая колебания лопаток на этой частоте, можно свободно исследовать их формы, которые различают по числу узловых точек (неподвижных зон) по их длине.

Низшей частоте колебаний лопатки с подвижной вершиной соответствует первый тон без узловых точек, с кривой прогиба, равной одной четвертой длины волны (рис. 166, а).

При повышении частоты возмущающей силы наблюдается сначала быстрое, а затем медленное уменьшение амплитуды колебаний, которая становится равной нулю. Дальнейшее повышение частоты возмущающей силы вновь, при определенном ее значении, вызовет резонансные колебания, но уже другой формы с узловой точкой А (рис. 166, б). Вид кривой прогиба соответствует трем четвертям длины волны — второй тон колебаний. Зоны наибольших амплитуд располагаются у вершины и посередине между узловой точкой и местом закрепления лопатки в диске.

При более высокой частоте собственных колебаний кривая прогиба соответствует четырем пятым длины волны (рис. 166, в) и имеются две узловые точки А, Б — третий тон и т. д.

Частоты собственных колебаний лопаток постоянного сечения первого, второго и третьего тонов относятся как

$$f_c : f'_c : f''_c = 1 : 6,3 : 17,6.$$

Для лопаток переменного сечения соотношение между этими частотами будет другим.

При колебаниях лопатки с неподвижной вершиной формы колебаний различают также по числу узловых точек по длине лопатки, не считая опоры у вершины:

первый тон (рис. 166, а) — $\frac{1}{4}$ длины волны без узловых точек; второй тон (рис. 166, б) — $\frac{3}{4}$ длины волны с одной узловой точкой;

третий тон (рис. 166, в) — $\frac{5}{4}$ длины волны с двумя узловыми точками.

В этом случае частоты резонансных колебаний лопатки постоянного профиля относятся как

$$f_c : f'_c : f''_c = 1^2 : 3,2 : 6,8.$$

* Частоты колебаний первого тона для случаев со свободной и неподвижной вершинами лопаток различны.

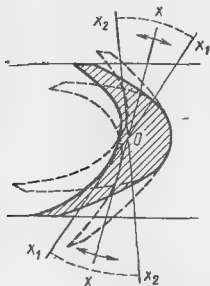


Рис. 165. Крутильные колебания профиля лопатки

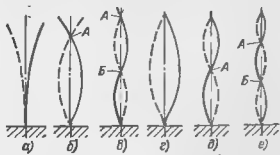


Рис. 166. Резонансные колебания одиночных лопаток с вершиной

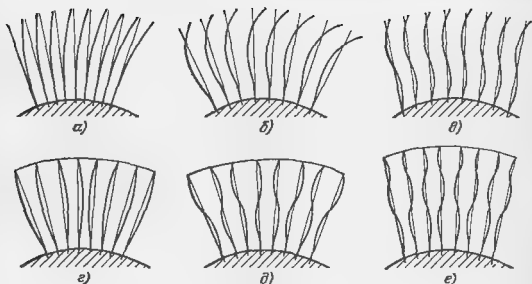


Рис. 167. Резонансные колебаний пакета лопаток с вершинами

В реальных условиях наблюдается неустойчивость соотношений частот собственных колебаний в коротких лопатках, что объясняется большим влиянием качества заделки хвостовиков. Добиться одинаковой абсолютно жесткой заделки хвостовиков лопатки в диске практически невозможно.

Между тангенциальными колебаниями пакетов и отдельных лопаток имеется много общего. Колебания пакетов можно разделить так же, как и колебания отдельных лопаток, на две группы: колебания пакета с подвижными (рис. 167, а, б, в) и неподвижными (рис. 167, г, д, е) вершинами.

С повышением частоты собственных колебаний число узловых точек увеличивается (увеличивается тон колебаний), величины амплитуд и напряжений уменьшаются так же, как и при вибрации единичной лопатки. При колебаниях пакетов лопаток с подвижными вершинами происходит вибрация всех лопаток примерно с одинаковыми амплитудами в одной фазе.

Бандажи повышают жесткость системы и частоту собственных колебаний, в то время как под влиянием массы бандажа эта частота снижается. На рис. 168 представлен спектр частот колебаний пакета лопаток в зависимости от величины γ_0 , равной отношению массы бандажа, заключенного между лопатками, к массе лопатки, а также коэффициента k_0 , характеризующего повышение жесткости системы. По вертикальной оси отложено отношение частоты колебаний определенного вида пакета лопаток к частоте колебаний первого тона единичной лопатки с подвижной вершиной $\varphi = f_n/f_{\text{л}}$.

Из рассмотрения спектра частот следует, что колебания различных видов располагаются в определенном порядке. Низшая частота соответствует первому тону колебаний пакетов с подвижными вершинами (рис. 167, а).

Внутрипакетные колебания первого тона с неподвижными вершинами (рис. 167, г) лежат в интервале частот $f_n = (4,4 \div$

$\div 4,9) f_{л}$. В интервале частот $f_{п} = (5 \div 7,2) f_{л}$ наблюдаются колебания пакетов второго тона с подвижными вершинами (рис. 167, б).

Остальные виды колебаний появляются при больших частотах, и все они зависят от частоты первого тона колебаний единичной лопатки.

Оценка опасности различных форм колебаний лопаток. Динамические напряжения $\sigma_{дин}$, возникающие в лопатках при резонансных колебаниях, очень опасны при работе турбины. Они вызваны незначительной возмущающей силой, составляющей лишь малую долю полного давления на лопатку, и тем не менее во много раз превышают статические напряжения.

Форма кривой прогиба (по

рис. 166)	а)	б)	в)	г)	д)	е)
$\sigma_{дин}/\sigma_{ст}$	139,5	12,4	2,6	0,25	0,008	0,01

Наиболее опасными являются колебания лопаток первого и второго тонов. Самые опасные колебания — первого тона с подвижными вершинами лопаток, так как напряжения при этих колебаниях значительно превосходят напряжения во всех остальных видах, поэтому необходимо, чтобы не было резонанса этого вида колебаний.

Частота собственных колебаний лопатки f_c определяется величиной сил упругости Y . При вращении ротора турбины на колеблющуюся лопатку действует так же, как и силы упругости, центробежная сила массы лопатки. Они стремятся вернуть лопатку в среднее положение, т. е. выпрямить изогнутую ось лопатки.

От действия центробежных сил жесткость лопатки повышается, и динамическая частота $f_{дин}$ (частота вращающейся лопатки) становится выше статической $f_{ст}$:

$$f_{дин} = \sqrt{f_{ст}^2 + f_{ц}^2} = \sqrt{f_{ст}^2 + Bn^2}, \quad (186)$$

где $f_{ц}^2 = Bn^2$ — частота колебаний лопатки, не обладающей упругостью, но находящейся под действием центробежной силы.

Скоростной коэффициент B , учитывающий влияние центробежной силы, зависит от профиля и вида колебаний лопаток (от кривой прогиба); его подсчитывают по эмпирическим формулам. Например, для первого тона колебаний лопаток с подвижными вершинами коэффициент B подсчитывают по формулам: $B = 0,8d/l$ — 0,85 при постоянном сечении; $B = 0,72d/l$ — 1 при переменном сечении.

Можно экспериментально определить динамические и статические частоты, а затем подсчитать коэффициент B по уравнению (186). Из анализа этого уравнения следует, что с повышением частоты колебаний f_c влияние центробежной силы Bn^2 уменьшается, поэтому при высокочастотных колебаниях влияние центробежной силы можно не учитывать.

Условия надежной отстройки от резонанса. Условия надежной отстройки от резонанса при тангенциальных колебаниях первого

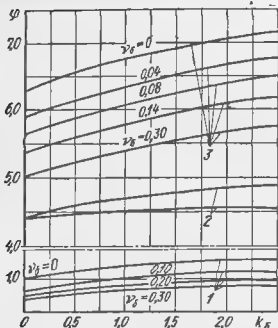


Рис. 168. Спектр частот колебаний пакета лопаток:

1 — первый тон колебаний с подвижной вершиной; 2 — первый тон внутрипакетных колебаний; 3 — второй тон колебаний с подвижной вершиной

тона. Для длинных низкочастотных лопаток последних ступеней конденсационных турбин наиболее опасным является первый тон колебаний лопаток со свободными вершинами при частоте вынужденных динамических колебаний, кратных частоте вращения ротора:

$$f_{\text{дин}} = jn. \quad (187)$$

Как видно из анализа аварий рабочих лопаток последних ступеней зона опасной кратности лежит в пределах $j = 1 \div 6$. В стационарных турбинах рабочая частота вращения $n = 50$ об/с, поэтому опасными частотами являются 50, 100, 150, 200, 250, 300 Гц.

Для обеспечения надежной работы лопаток, колеблющихся с низкой частотой, необходимо, чтобы частота динамических резонансных колебаний лежала в зоне $j \geq 7$, т. е. чтобы $f_{\text{дин}} \geq 350$ Гц при $n = 3000$ об/мин; тогда работа лопаток допускается при резонансных частотах.

При частотах длинных лопаток, лежащих в зоне опасных колебаний при $j = 1 \div 6$ необходимо, чтобы резонансная частота вращения не совпадала с рабочей. Резонансная частота вращения $n_{\text{рез}}$, которая называется критической (не следует путать с критической частотой вращения вала), может быть определена из уравнений (186) и (187).

$$f_{\text{дин}} = jn_{\text{рез}} = \sqrt{f_c^2 + Bn_{\text{рез}}^2};$$

$$n_{\text{рез}} = \frac{f_c^2}{\sqrt{j^2 - B}}.$$

По нормам, установленным для турбин с постоянной рабочей частотой вращения, величина запаса от резонансной частоты первого тона тангенциальных колебаний $\pm \Delta n = \frac{n - n_{\text{рез}}}{n}$ или должна быть не менее значений, приведенных ниже:

j	2	3	4	5	6
$\Delta n, \%$	15	8	6	5	4

Опасны высокочастотные колебания при совпадении частот собственных колебаний и импульсов от пара, поступающего из сопл, т. е. $f_{\text{п}} = f_{\text{в}} = nz$.

Из спектра частот (рис. 168) следует, что частота колебаний первого тона с неподвижными вершинами лежит в интервале $(4,4—4,9) f_n$, а частота колебаний второго тона с подвижными вершинами — в интервале $(5—7,2) f_n$. Эти колебания являются наиболее опасными в отношении величин динамических напряжений в лопатках. Поэтому при отстройке от резонанса с импульсами пара, поступающего из сопл, требуется, чтобы выполнялось условие

$$4,4f_n < nz < 7,2f_n$$

или с запасом

$$4f_n < nz < 8f_n.$$

Нежелательна работа рабочих лопаток при резонансных колебаниях с частотой $(16—18)f_n$ — частота третьего тона колебаний лопаток с подвижной вершиной, т. е.

$$16f_n < nz < 18f_n.$$

Отстройка от резонансных частот облегчается тем, что при конструировании ступени известна частота возмущающей силы nz , которую можно изменить числом сопл. Частоте колебаний пакета соответствует вполне определенная частота колебаний единичной лопатки (рис. 168) $f_n = \varphi f_n$. Таким образом, измерив величину f_n , можно легко определить частоту колебаний пакетов при различных колебаниях. Каждому виду колебаний соответствует вполне определенная кривая прогиба лопаток; это позволяет найти места максимальных прогибов лопаток и избавиться от них, соответственно расположив бандажи.

Материалы для лопаточного аппарата. Рабочие лопатки турбин работают в более напряженном состоянии по сравнению с направляющими, поэтому при выборе материала ориентируются на условия работы рабочих лопаток и этот же материал применяют для направляющих лопаток (см. табл. 1 приложения). Условия работы лопаточного аппарата определяют следующие основные требования, предъявляемые к материалу для рабочих и направляющих лопаток: 1) высокие показатели прочности при рабочей температуре лопаток; 2) высокие показатели пластичности, необходимые для равномерного распределения напряжений по всей площади поперечного сечения лопатки; 3) стабильность структуры, обеспечивающая неизменность механических свойств во время эксплуатации; 4) высокая коррозионная стойкость при действии перегретого и влажного пара, а также кислорода воздуха; 5) сопротивление эрозионному разрушению; 6) высокие технологические свойства, позволяющие применять относительно простые методы обработки лопаток (в первую очередь обработки резанием), обеспечивающие точное выполнение размеров профиля и высокую чистоту обработки.

Промежуточные тела при эксплуатации турбины не испытывают значительных напряжений, т. е. работают в сравнительно легких условиях; их изготавливают из стали 10X13, противостоя-

щей коррозионному разрушению. Горячекатаные заготовки для промежуточных тел не должны иметь трещин, раковин, закатов, волосовин и других дефектов.

Бандажную ленту и проволоку обычно изготавливают из горячелити холоднокатаной ленты, листа или проволоки из стали 10Х13. Для заклепок, крепящих лопатки к дискам, наиболее часто используют хромистую нержавеющую сталь с пониженным содержанием углерода. Для крепления тяжело нагруженных лопаток, работающих при температуре $\geq 350^\circ \text{C}$, применяют сталь 25Х2МФА.

Рекомендуется применять допускаемые напряжения на изгиб для активных турбин в ступенях: с полным подводом пара $\sigma_n \leq \leq 350 \text{ кгс/см}^2$; с парциальным подводом пара $\sigma_n \leq 150 \text{ кгс/см}^2$.

После изготовления лопаток обязательно проверяют их вибрационные характеристики, а в случае необходимости отстраивают рабочие лопатки каждой ступени.

Допускаемые напряжения на растяжение в зоне низких и умеренных температур

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{0,2t}}{K_s},$$

где $K_s = 1,7$ — коэффициент запаса прочности при растяжении и изгибе.

В сильнонапряженных лопатках последних ступеней турбины, работающих при низких температурах, $K_s = 1,52 \div 2,17$.

В зоне повышенных температур (выше 400°C) и ползучести металла допускаемые напряжения растяжения определяют как минимальные из следующих трех величин:

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{0,2t}}{K_s}; \quad \sigma_p = \frac{\sigma_{д.п.}}{K_{д.п.}}; \quad \sigma_p = \frac{\sigma_n}{K_n},$$

где $K_s = 2,0$; $K_{д.п.} = 2,0$; $K_n = 1,3$.

Допускаемые напряжения на растяжение и изгиб в хвостовиках находятся в тех же пределах, что и для профильной части лопаток. Допускаемые напряжения смятия на контактных поверхностях хвостовика и обода диска могут быть большими, т. е. с коэффициентами запаса прочности $K_s = 1,25$; $K_{д.п.} = 1,25$; $K_n = 0,9$.

В шипах рабочих лопаток при расклепке возникает явление наклепа, увеличивающее жесткость металла, т. е. уменьшающее его пластичность. Допускаемое напряжение разрыва в корне шипа принимается не выше 250 кгс/см^2 и напряжение среза не выше 200 кгс/см^2 .

Напряжения изгиба в ленточных и проволочных бандажах допускаются в соответствии с коэффициентами запаса прочности $K_s = 2,0$; $K_{д.п.} = 2,0$; $K_n = 1,3$.

Вал турбины служит для передачи механической энергии электрогенератору, компрессору и т. д. Валы активных турбин могут быть ступенчатыми и с постоянным диаметром для посадки дисков, цельноковаными, комбинированными (часть вала откована за одно целое с дисками, а другая ступенчатая).

В осевых турбинах реактивного типа применяют валы барабанные и комбинированные с барабанной и дисковой частями. В радиальных турбинах реактивного типа применяют валы ступенчатые или комбинированные с цельнокованой и ступенчатой частями.

Ступенчатые валы в местах посадок дисков имеют разные диаметры, которые, последовательно изменяясь, образуют ряд ступеней. На каждую ступень насаживают один (см. рис. 141) или два диска. Ступенчатость вала облегчает горячую насадку дисков на вал, так как исключается заклинивание дисков на промежуточном участке вала в случае недостаточного нагрева диска, и положение каждого из дисков на валу фиксируется торцевой поверхностью следующего выступа. Осевую длину каждой ступени выбирают больше ширины ступицы диска на величину теплового расширения диска (на 0,15—0,30 мм), получая тем самым при посадке дисков на вал требуемые величины осевых зазоров между дисками. Ступенчатые валы обладают высокой прочностью, так как по своей форме они близки к телу равного сопротивления.

Валы с постоянным диаметром для посадки дисков выполняют для турбин малой мощности, при этом облегчается процесс изготовления вала. В этом случае диски в осевом направлении фиксируют с помощью колец, посаженных в разогретом состоянии в соответствующие канавки на валу с обеих сторон ступицы диска (см. рис. 143).

Одно из основных требований к валам и цельнокованным роторам состоит в том, что взаимное расположение поверхности вала и его конструктивных элементов должно обеспечивать правильное положение ротора в статоре.

Валы паровых турбин выполняют сплошными (при малых размерах вала) с осевыми отверстиями постоянного диаметра или двух различных диаметров (при больших размерах вала).

В барабанных роторах осевых реактивных турбин внутреннее отверстие выполняют фигурной формы с плавным переходом от одного диаметра к другому. При этом высверливают центральную часть слитка с худшей структурой, в которой могут быть неметаллические включения. Кроме того, центральное отверстие дает возможность с помощью перископа осмотреть поверхность отверстия и выявить дефекты материала. При обнаружении неметаллических включений, плесей или раковин отверстие рассверливают на больший диаметр.

Цельнокованные роторы и валы работают в условиях длительного воздействия высоких температур. Температура пара по мере его расширения меняется по длине вала. Наиболее высокая температура имеет место в первых ступенях; ее величина зависит от начальных параметров пара, а в последних ступенях конденсационных турбин и на шейках подшипников температура среды (пара и масла) составляет 30—70° С.

При переменных режимах работы турбины температура пара, омывающего ротор, меняется по его длине по сравнению с температурой при расчетном режиме.

Расчет вала на прочность. На вал турбины действуют крутящий момент, обуславливающий развиваемую турбиной мощность; изгибающий момент, возникающий под действием веса частей ротора (вала, дисков, втулок и т. д.). Следует иметь в виду, что изгибающий момент может возникать также от динамической неуравновешенности ротора.

Часто диаметр вала выбирают не из расчета на прочность при изгибе и кручении, а из расчета на критическую частоту вращения, а затем уже проверяют на прочность.

Наибольшие касательные напряжения при изгибе и кручении

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2W} \sqrt{M_n^2 + M_k^2}.$$

Момент сопротивления для рассчитываемого сечения вала без центрального отверстия

$$W = \frac{\pi d^3}{32}.$$

Величины M_n и M_k изменяются по длине вала: максимум M_n расположен приблизительно посередине между опорами, а максимум M_k — у соединительной муфты между ротором турбины и генератора. Крутящий момент в любом рассматриваемом сечении

$$M_k = 97\,300 \frac{\sum N_i}{n},$$

где $\sum N_i$ — суммарная внутренняя мощность развиваемая турбиной, кВт.

В многоцилиндровых турбинах при расчете сечений вала ЦСД или ЦНД учитывают мощность, развиваемую роторами предшествующих цилиндров.

Изгибающий момент M_n в любом сечении определяют графически. Допускаемые напряжения выбирают для углеродистой стали $\sigma_{\text{доп}} \approx 400 \text{ кгс/см}^2$; для легированной стали $\sigma_{\text{доп}} \approx 600 \div 800 \text{ кгс/см}^2$. Запас прочности по отношению к пределу текучести принимают равным семи, с тем чтобы прогиб вала был небольшим.

Следует также проверить прочность вала при коротком замыкании в генераторе. В этом случае крутящий момент на роторе

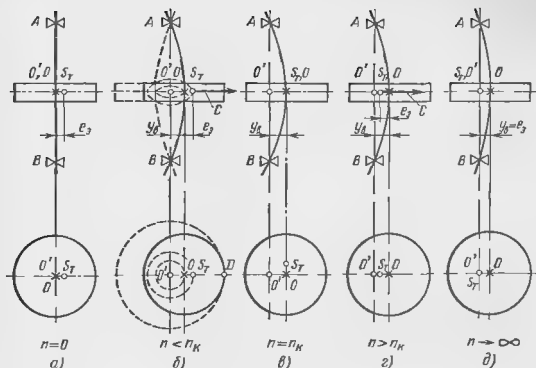


Рис. 169. Положение центра тяжести диска при различных скоростях вращения

генератора может превысить крутящий момент, соответствующий максимальной мощности, приблизительно в 10 раз. Он может быть определен по приближенной формуле

$$M_{\text{к max}} = 20M_{\text{к}} \frac{J_{\text{т}}}{J_{\text{т}} + J_{\text{г}}},$$

где $M_{\text{к}}$ — крутящий момент при максимальной мощности; $J_{\text{т}}$ и $J_{\text{г}}$ — соответственно моменты инерции роторов турбины и генератора.

Допускаемое напряжение в вале при коротком замыкании не должно превышать двух третьих предела текучести. Опасными сечениями являются шейки заднего подшипника и место посадки муфты на вал.

Критическая частота вращения вала. Тщательным изготовлением и балансировкой роторов добиваются возможно более точного совпадения центра тяжести ротора с его геометрической осью. Однако практически этого совпадения достичь невозможно. Центр тяжести располагается на некотором расстоянии e_3 от оси вала, которое называется эксцентриситетом. Вследствие этого при вращении ротора возникает центробежная сила, стремящаяся вызвать прогиб вала. Для простоты рассмотрим действие центробежной силы на вертикально расположенный вал с одним диском, чтобы исключить прогиб под действием собственного веса диска.

На рис. 169, а схематично показаны вал и диск ($n = 0$) с центром тяжести $S_{\text{т}}$, расположенным на расстоянии e_3 от оси вала. Появляющаяся при вращении ротора центробежная сила C вызы-

вает прогиб y_b вала. Величина прогиба зависит от размеров и материала вала, а также от расположения диска относительно опор. Вал вращается относительно вертикальной оси $AO'B$ (рис. 169, б). На этом рисунке штриховой линией показаны траектории движения точек O , S_T и D вокруг центра вращения. Центробежная сила уравнивается упругой силой P_y , которая пропорциональна величине прогиба вала y .

Уравнение равновесия упругой системы имеет вид

$$C = P_y. \quad (188)$$

Центробежную силу определяют из уравнения

$$C = m_d (y_b + e_s) \omega^2, \quad (189)$$

где m_d — масса диска; ω — угловая скорость вращения, рад/с.

Сила упругости

$$P_y = k_y y_b, \quad (190)$$

где k_y — удельная сила упругости, равная силе, вызывающей прогиб вала в 1 см, но противоположно ей направленная.

Подставляя значения C и P_y из выражений (189) и (190) в уравнение (188), получим

$$\begin{aligned} m_d (y_b + e_s) \omega^2 &= k_y y_b; \\ y_b &= \frac{m_d e_s \omega^2}{k_y - m_d \omega^2} = \frac{e}{\frac{k_y}{m_d \omega^2} - 1}. \end{aligned} \quad (191)$$

Из уравнения (191) следует, что с увеличением угловой скорости прогиб вала y_b возрастает, при некотором значении ω величина $y_b \rightarrow \infty$, т. е. вал должен сломаться.

Определим критическую угловую скорость ω_k из выражения (191)

$$\begin{aligned} y_b \rightarrow \infty \text{ при } \frac{k_y}{m_d \omega^2} - 1 &= 0, \\ \text{отсюда} \quad \omega_k &= \sqrt{\frac{k_y}{m_d}}, \end{aligned} \quad (192)$$

а критическая частота вращения

$$n_k = \frac{30 \omega_k}{\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{k_y}{m_d}}.$$

Подставляя значение массы $m_d = Q/g$, получим

$$n_k = \frac{30 \sqrt{g}}{\pi} \sqrt{\frac{k_y}{Q}} = 299 \sqrt{\frac{k_y}{Q}}. \quad (193)$$

Подставляя значение k_y из выражения (192) в уравнение (191), получим

$$y_b = \frac{e_s}{\left(\frac{\omega_k}{\omega}\right)^2 - 1}. \quad (194)$$

Это выражение положительно при $\omega < \omega_k$ и отрицательно при $\omega > \omega_k$. Угловая скорость вращения ω представляет собой частоту вынужденных колебаний вала, а ω_k — частоту собственных колебаний.

При сдвиге фаз собственных колебаний, характеризуемых прогибом y_v , и колебаний, возникающих от действия возмущающей (центробежной) силы, определяемой направлением эксцентриситета e_s , можно записать уравнение

$$\operatorname{tg} \alpha_\phi = \frac{2\omega\delta}{\omega_k^2 - \omega^2}.$$

При $\omega_k > \omega$ угол сдвига фаз положителен и меньше $\pi/2$. При $\omega_k \gg \omega$ и $\delta \rightarrow 0$ угол сдвига фаз $\alpha_\phi \approx 0$. При колебаниях без сопротивления, когда $\delta = 0$, сдвиг фаз отсутствует $\alpha_\phi = 0$, и взаимное расположение точек O' , O и S_T будет таким, как показано на рис. 169, б.

При резонансе $\omega = \omega_k$, $\operatorname{tg} \alpha_\phi = \infty$ (при любом значении коэффициента δ) и угол сдвига фаз $\alpha_\phi = \pi/2$ (рис. 169, в). При $\omega > \omega_k$ угол сдвига фаз $\pi/2 < \alpha_\phi < \pi$. Если коэффициент затухания колебаний мал и частота вынужденных колебаний $\omega \gg \omega_k$, то угол сдвига фаз $\alpha_\phi \approx 180^\circ$ (рис. 169, г). Последнее следует так же из уравнения (194), в котором при $\omega > \omega_k$ знаменатель отрицателен, следовательно, отрицательным должен быть и эксцентриситет e_s . Для частоты вращения $\omega > \omega_k$, так же как и для $\omega < \omega_k$, получим

$$y_v = \frac{e_s}{1 - \left(\frac{\omega_k}{\omega}\right)^2}.$$

Отсюда следует, что с увеличением угловой скорости ω прогиб y_v уменьшается и при $\omega = \infty$ (рис. 169, д) $y_v = e_s$. Таким образом, для турбины опасными являются частоты вращения, близкие к критическим.

В паровых турбинах применяют так называемые жесткие и гибкие валы. Жестким называется вал, у которого рабочая частота вращения (частота вынужденных колебаний) ниже критической (частота собственных колебаний). Гибким называется вал, у которого рабочая частота вращения выше критической. При пуске турбины с гибким валом следует проходить критическую частоту вращения за короткий промежуток времени, чтобы предотвратить развитие резонансных колебаний. Для работы вала необходимо, чтобы рабочая частота вращения отличалась от критической по крайней мере на 20—30%. При гибких валах рабочая частота вращения не должна значительно отличаться от критической, так как может наступить второй тон колебаний.

В турбинах с переменной частотой вращения обычно применяют жесткие валы, критическая частота вращения которых должна быть на 30% выше максимальной рабочей частоты вращения ротора.

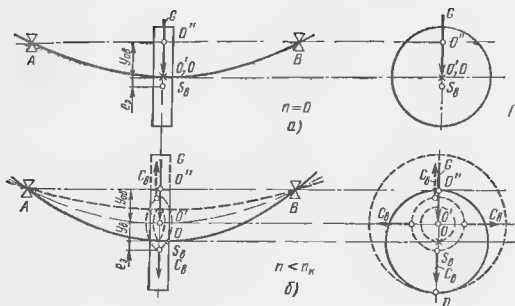


Рис. 170. Положение центра тяжести горизонтального вала при:
а— $n=0$, б— $n < n_k$

Рассмотрим колебания горизонтального вала (рис. 170, а) с учетом силы тяжести диска Q . Обозначим статический прогиб вала y_{0B} . Центр тяжести S_B расположен на расстоянии e_z от оси вала. При вращении его с угловой скоростью $\omega < \omega_k$ (рис. 170, б) возникает центробежная сила C_B , вызывающая прогиб вала. Центробежная сила направлена по радиусу от центра, поэтому колебания вала будут происходить вокруг упругой линии $AO'B$.

На рис. 170, б штриховыми линиями показаны траектории смещения точек O , S_B и D , а также направление действия центробежной силы C_B при четырех положениях центра тяжести S_B при повороте вала на 90° . В этом случае центр тяжести описывает окружность радиусом $y_B + e_z$, поэтому центробежную силу определяют, как и в случае вертикально расположенного вала, по формуле (189), а уравновешивающую ее упругую силу — по уравнению (190). Все выводы, сделанные для вертикального вала, можно отнести и к горизонтальному, так как величина критической частоты вращения вала не зависит от его положения.

Получим зависимость между статическим прогибом y_{0B} и критической частотой вращения n_k . По уравнению, подобному (190), $y_{0B} = Q/k_y$.

Подставляя значение k_y из этого уравнения в уравнение (193), получим

$$n_k = \frac{299}{\sqrt{y_{0B}}} \quad (195)$$

Величина y_{0B} зависит от жесткости ротора, длины вала, способа закрепления его концов и характера распределения нагрузки. В общем случае в соответствии с уравнениями сопротив-

$$y_{0в} = \frac{Q l_{в}^3}{K_{в} E J_{в}}, \quad (196)$$

где $K_{в}$ — коэффициент, зависящий от способа закрепления концов вала и характера распределения нагрузки; $l_{в}$ — длина вала; $J_{в} = \pi d_{в}^4/64$ — момент инерции вала.

Например, для вала с нагрузкой, приходящейся на его середину, и свободно лежащего на двух опорах, $K_{в} = 48$, а с заделанными концами $K_{в} = 192$. В соответствии с уравнениями (195) и (196) статический прогиб вала и критическая частота вращения зависят от длины и диаметра вала.

Требуемое значение критической частоты вращения можно получить, меняя диаметр вала $d_{в}$. Например, если диаметр вала увеличить в 2 раза, то прогиб уменьшится приблизительно в 16 раз, а критическая частота вращения увеличится примерно в 4 раза.

Расчет критической частоты вращения вала многоступенчатой турбины. В процессе конструирования вала следует оценивать правильность выбора диаметров вала простым приближенным методом. По этому методу критическая частота вращения многодискового ротора, лежащего на двух опорах, определяется по формулам:

а) для вала, имеющего наибольший диаметр посредине, который постепенно уменьшается к подшипникам:

$$n_{к} = 7,5 \frac{(d_{в0}/l_{в})^2}{\sqrt{Q/l_{в}}};$$

б) для вала, имеющего приблизительно постоянный диаметр по всей длине,

$$n_{к} = 8,1 \frac{(d_{в}/l_{в})^2}{\sqrt{Q/l_{в}}}.$$

Погрешности в определении $n_{к}$ по данному методу составляют 3,5%.

Расчет критической частоты вращения многоопорных валов, соединенных жесткими муфтами, сложен. Рассмотрим более простой способ определения критической частоты вращения вала, лежащего на двух опорах. На вал действуют сосредоточенные весовые нагрузки $Q_1, Q_2, Q_3, \dots$ отдельных частей ротора. Если его вывести из состояния равновесия, то он будет совершать колебания в плоскости, совпадающей с осью вала.

При изменении частоты возмущающей силы вал совершает бесконечно большое число различных форм колебаний. Нас интересует только резонансная (критическая) частота, при которой частота вынужденных колебаний совпадает с частотой собственных. Таким образом, определение критической частоты сводится к определению частоты собственных колебаний. Прогиб

во время колебаний равен сумме прогибов $y_1, y_2, y_3, \dots$ под нагрузками $Q_1, Q_2, Q_3, \dots$

Для определения частоты собственных колебаний будем считать, что при отклонениях от положения равновесия потенциальная энергия полностью переходит в кинетическую и наоборот. Тогда для максимального отклонения вала от положения равновесия, когда скорость движения равна нулю, кинетическая энергия $T = 0$. Потенциальная энергия при этом будет максимальной:

$$П = 0,5 (Q_1 y_{1в} + Q_2 y_{2в} + \dots + Q_n y_{nв}) = 0,5 \sum Q y_{в}. \quad (197)$$

При прохождении валом положения статического равновесия скорости колебаний становятся максимальными. Тогда $П = 0$, а кинетическая энергия ротора будет максимальной:

$$T = \sum \frac{Q}{2g} y_{в}^2 \omega_k^2 = \frac{\omega_k^2}{2g} \sum Q y_{в}^2. \quad (198)$$

По закону сохранения энергии для двух положений вала можно записать

$$T = П.$$

Подставляя значения T и $П$ из уравнений (197) и (198), получим

$$\frac{\omega_k^2}{2g} \sum Q y_{в}^2 = \frac{1}{2} \sum Q y_{в}.$$

Тогда критическая угловая скорость

$$\omega_k = \sqrt{\frac{g \sum Q y_{в}}{\sum Q y_{в}^2}}$$

и критическая частота вращения

$$\begin{aligned} n_k &= 30 \omega_k / \pi = 299 \sqrt{\frac{\sum Q y_{в}}{\sum Q y_{в}^2}} = \\ &= 299 \sqrt{\frac{Q_1 y_{1в} + Q_2 y_{2в} + \dots + Q_n y_{nв}}{Q_1 y_{1в}^2 + Q_2 y_{2в}^2 + \dots + Q_n y_{nв}^2}}. \end{aligned} \quad (199)$$

Величины $Q_1, Q_2, Q_3, \dots$ представляют собой весовые нагрузки дисков с рабочими лопатками и участком вала, на который насажен диск, различного типа втулок с участком вала и отдельных участков вала. Все элементы ротора, кроме рабочих лопаток, имеют простую геометрическую форму; их сечения могут быть представлены состоящими из нескольких геометрических фигур (прямоугольника, трапеции и т. д.). Для тел вращения $Q_i = V_i \rho g = F_{li} \pi z_i \rho g$. Весовые нагрузки от рабочих лопаток ступеней

$$Q_{li} = V_{li} \rho g = F_{li} l_{2i} z_i \rho g.$$

Площадь поперечного сечения лопаток F_{li} определяют графоаналитическим методом (см. § 19). Высота лопаток l_{2i} и их количество z_i известны из теплового расчета.

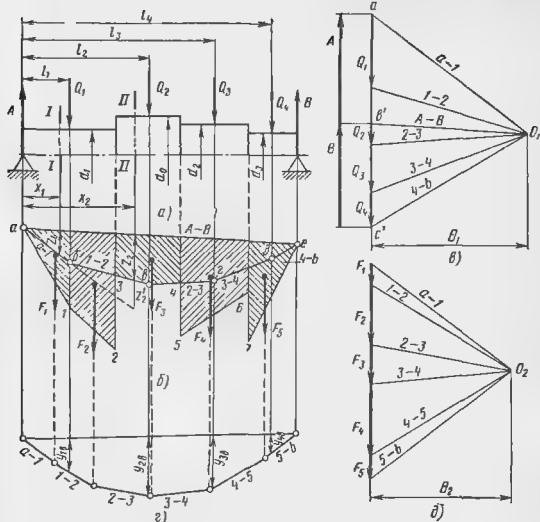


Рис. 171. Графический расчет ступенчатого вала:

a — эпюра распределения сил, *б* — эпюра изгибающих моментов; *в* — силовой многоугольник, *г* — эпюра фиктивных изгибающих моментов; *д* — силовой многоугольник фиктивного вала

В уравнение (199) входят величины прогибов вала $y_{1в}$, $y_{2в}$, $y_{3в}$, ..., для определения которых нужно построить упругую линию вала.

Рассмотрим графический расчет ступенчатого вала (рис. 171) с диаметрами d_1 , d_0 , d_2 , d_3 . На каждом участке постоянного диаметра приложены сосредоточенные силы Q_1 , Q_2 , Q_3 , Q_4 . Рассчитываемый вал вычерчивают в определенном масштабе по длине m_d .

Для построения эпюры изгибающих моментов строят силовой (рис. 171, *в*) и веревочный (рис. 171, *б*) многоугольники при произвольно выбранном полюсном расстоянии θ_1 . Для построения эпюр выбирают масштаб сил m_c .

Силы, действующие на вал, и реакции опор *A* и *B* находятся в равновесии, поэтому силовой и веревочный многоугольники должны быть замкнуты. Соединяем реакции опор и силы Q_i линиями, параллельными лучам силового многоугольника, затем

точки пересечения линий $a - I$ и $4 - b$ с направлением действия реакций опор A и B , замыкающих веревочный многоугольник $A-B$. Далее в многоугольнике сил проводим луч $A-B$, параллельный замыкающей, и получаем величины опорных реакций A и B в масштабе сил m_c .

Для определения действительного изгибающего момента, например в сечении вала $I-I$, рассмотрим подобие треугольников: образованного сторонами веревочного многоугольника $a - I$ и $A-B$ и вертикалью, проведенной через сечение вала $I-I$ до пересечения со сторонами веревочного многоугольника, и $a'O_1b'$ в силовом многоугольнике:

$$z_1/A = x_1/\theta_1$$

или с учетом масштабов сил m_c и длин m_d

$$\frac{z_1 m_d}{A m_c} = \frac{x_1 m_d}{\theta_1 m_c},$$

или

$$A m_c x_1 m_d = \theta_1 m_c z_1 m_d.$$

Но $A m_c x_1 m_d = M_1$; следовательно,

$$M_1 = \theta_1 m_c z_1 m_d.$$

Из треугольников сил, образуемых продолжением вертикали сечения $II-II$ со сторонами веревочного многоугольника и подобных им сторон в многоугольнике сил, нетрудно доказать, что действительный изгибающий момент в сечении $II-II$

$$M_2 = \theta_1 m_c z_2 m_d.$$

Таким образом, изгибающий момент в любом сечении вала

$$M = \theta_1 m_c z m_d. \quad (200)$$

Графоаналитический метод определения прогибов вала под нагрузками основан на сходстве дифференциальных уравнений, известных из курса сопротивления материалов, связывающих прогиб, изгибающий момент и величину удельной нагрузки. Из них следует, что действительный прогиб сечения вала $y_{1в}$, $y_{2в}$, $y_{3в}$, ... от заданной нагрузки Q_1 , Q_2 , Q_3 , ... равен изгибающему моменту в том же сечении фиктивного вала (от фиктивной нагрузки $q_f = M$), деленному на жесткость действительного вала. Поэтому достаточно будет построить эпюру моментов M (рис. 171, б) действительного вала, заменить эпюру распределенной фиктивной нагрузки (эпюру $q_f = M$) фиктивными сосредоточенными силами F_1 , F_2 , F_3 , ..., построить для них силовой многоугольник при выбранном полюсном расстоянии θ_2 (рис. 171, д) и веревочный многоугольник, который будет представлять изогнутую ось вала.

Из уравнения (200), силового многоугольника фиктивных сил $F_1, F_2, F_3 \dots$ и веревочного многоугольника фиктивных изгибающих моментов (рис. 171, з) получим

$$M_f = \theta_2 m_\phi y_n m_d,$$

где m_ϕ — масштаб фиктивных сил.

С другой стороны,

$$M_f = EJ y_n. \quad (201)$$

Приравнявая эти уравнения, определим полюсное расстояние

$$\theta_2 = \frac{EJ}{m_\phi m_d}. \quad (202)$$

Отсюда следует, что если взять полюсное расстояние, вычисленное по уравнению (202), то получим действительные прогибы вала. Валы турбин выполняют в большинстве случаев ступенчатыми, т. е. на разных участках момент инерции J сечения сплошного вала различен. При этом полюсное расстояние, вычисленное по уравнению (202), различно для каждого участка вала. Чтобы упростить построение, т. е. получить $\theta_2 = \text{const}$ для всех участков вала, ступенчатый вал условно заменяют валом постоянного диаметра. Чтобы прогибы условного вала с постоянным диаметром были равны прогибам действительного вала ступенчатой формы, необходимо привести в соответствие изгибающие моменты, определяемые по уравнению (201),

$$M'_f = M_f \left(\frac{d_{н0}}{d_i} \right)^4. \quad (203)$$

Соответственно построим для вала с постоянным диаметром эпюру изгибающих моментов $a-1-2-3-с-4-5-6-7-е-a$ (рис. 171, б). Дальнейшее построение проводим предполагая, что вал постоянного диаметра d_0 находится под нагрузкой, численно равной площади эпюры изгибающих моментов. Делим эпюру на ряд участков (заштрихованных в противоположные стороны), и в центре тяжести каждого из них прикладываем силу F_i , численно равную площади участка.

Так как 1 см ординат эпюры моментов по уравнению (200) соответствует величине $\theta_1 m_c m_d$, то каждый квадратный сантиметр эпюры составляет $\theta_1 m_c m_d^2$. Выбираем масштаб фиктивных сил m_ϕ , т. е. 1 см в многоугольнике фиктивных сил равен m_ϕ см² эпюры моментов, измеренных по чертежу. Следовательно, 1 см в многоугольнике фиктивных сил (рис. 171, д) представляет собой величину $m_\phi \theta_1 m_c m_d^2$, а фиктивная сила

$$F = f m_\phi \theta_1 m_c m_d^2,$$

где f — площадь отдельных участков в масштабе чертежа (рис. 171, б), см².

Действительная упругая линия вала будет получена, если при построении многоугольника фиктивных сил отложить полюсное расстояние в соответствии с формулой (202) и с учетом масштабов эпюры моментов

$$\theta'_2 = \frac{F_0 J_0}{m_\Phi m_d} \frac{1}{\theta_1 m_c m_d^2} = \frac{E_0 J_0}{m_\Phi m_d^3 m_c \theta_1}.$$

Обычно прогибы на чертеже увеличивают в K_M раз, например $K_M = 100, 300, 500$; тогда полюсное расстояние

$$\theta_2 - \frac{\theta'_2}{K_M} = \frac{E_0 J_0}{K_M m_\Phi m_d^3 m_c \theta_1}. \quad (204)$$

Для сокращения вычислений в уравнение (199) вместо действительных прогибов вала введем их величины, полученные по чертежу; тогда

$$n_k = 299 \sqrt{\frac{K_M \sum QY}{\sum QY^2}}. \quad (205)$$

Пример. Необходимо рассчитать вал двухлоточного ЦНД (табл. 9). Для упрощения рассчитаем половину вала, считая, что он симметричен относительно оси паровпуска в ЦНД. Разбиваем вал на 16 участков с сосредоточенными нагрузками. Выбираем: масштаб длины вала $m_d = 10$ и масштаб действительных нагрузок $m_c = 1000$.

Задаемся полюсным расстоянием $\theta_1 = 20$ см. Строим силовой и веревочный многоугольники и получаем эпюру изгибающих моментов.

Затем определяем фиктивные изгибающие моменты по формуле (203). После построения эпюры фиктивных моментов разбиваем ее на девять участков и определяем площадь каждого участка. Находим центры тяжести каждого участка; считаем, что в найденных центрах тяжести приложены фиктивные силы, равные площадям участков.

Выбрав масштаб фиктивных сил $m_\Phi = 25$, находим полюсное расстояние θ_2 из расчета, чтоб получить прогибы вала на чертеже в K_M раз больше действительных, полученных по формуле (204)

$$K_M = \frac{2,1 \cdot 10^6 \cdot 875 \cdot 920}{25 \cdot 10^3 \cdot 1000 \cdot 20 \cdot 20} = 183,5,$$

где $\theta_2 = 20$ см;

$$J_0 = \frac{3,14 \cdot 65^4}{64} = 875 \cdot 920 \text{ см}^4.$$

По веревочному многоугольнику, который представляет собой изогнутую ось вала, находим прогибы оси $Y_{1в}, Y_{2в}, \dots$ под действием сил $Q_1, Q_2, \dots$

Определяем критическую частоту вращения ротора по формуле (205) $n_k = 1575$ об/мин.

Полученная критическая частота вращения ротора меньше рабочей, равной 3000 об/мин; значит, вал ротора турбины является гибким.

Определяем величину максимального прогиба оси вала

$$y_{\max}'' = \frac{Y_{\max в}}{K_M} = \frac{8,16}{183,5} = 0,0445 \text{ см и}$$

коэффициент запаса

$$\varphi_3 = \frac{n_k - n_p}{n_p} 100\% = \frac{1575 - 3000}{3000} 100 = -47\%.$$

Материал валов и цельнокованных роторов. Значительные размеры и масса валов и цельнокованных роторов усложняют получение высококачественных поковок для их изготовления. Материал поковок валов и цельнокованных роторов должен быть:

1) свободен от неметаллических включений, загрязнений шлаками, флокенов, закатов, плен, трещин и других дефектов;

2) с минимальными внутренними напряжениями, так как они могут в эксплуатации турбины вызвать прогиб вала и, следовательно, вибрацию ротора;

3) с однородной по сечению структурой.

Оси слитка и вала должны совпадать, чтобы обеспечивалась симметричность структуры по сечению относительно оси ротора.

При несоблюдении однородности и симметричности структуры металла поковок, особенно в цельнокованных роторах диаметром 1000 мм, при эксплуатации турбины за счет различия коэффициентов линейного расширения возникает тепловой прогиб ротора, который приводит к его вибрации.

При изготовлении валов и цельнокованных роторов предпочтение отдают (когда это возможно) углеродистым или низколегированным сталям, менее

Таблица 9

Расчет критической частоты вращения вала многоступенчатой турбины

Величины	Участки вала								Σ
	1	2	3	4	5	6	7	8	
Длина участка l , см	31	34,5	33	35	29,5	20	18	16	—
Диаметр вала d , см	42	46,5	54,8	56,4	57	57,6	58	65	—
Нагрузка Q , кгс	320	430	5410	2 605	1 840	1 115	1 080	402	13 202
Отношение диаметров $d_{\text{вн}}/d_{\text{вн}}$	1,55	1,398	1,186	1,152	1,14	1,129	1,12	1,10	—
Ордината эпюры изгибающего момента M , см	20	4,17	6,21	8,36	8,11	9,09	9,17	9,2	—
Ордината эпюры фиктивного изгибающего момента M_f , см	11,56	16,05	12,31	14,8	15,07	14,81	14,5	9,2	—
Площадь эпюры моментов, см ²	17,92	40,85	34,5	48,65	43,15	29,35	26	14,7	—
Ордината изогнутой оси вала U , см	0,915	2,75	6,09	6,87	7,6	7,96	8,11	8,16	—
Изгибающий момент QU , кгс·см	293	1182	27 555	17 900	13 975	8 875	8 765	3 285	81 825
Величина QU^2 , кгс·см ²	268	3250	140 250	133 000	106 250	70 625	71 100	26 750	541 393

чувствительным к различного рода дефектам, чем легированные стали.

Особенно серьезные трудности представляет изготовление цельнокованых роторов больших радиальных (до 1000 мм) и осевых размеров. К тому же, как правило, цельнокованные роторы работают в области высоких температур, при которых необходимо использовать легированную сталь.

Наиболее нагруженную часть поковки вала и цельнокованого ротора изготавливают из материала нижней части слитка, более высококачественной по сравнению с верхней. Поэтому на чертеже поковки и цельнокованых роторов следует указывать положение слитка.

Марки сталей, применяемые для цельнокованых роторов и валов, приведены в табл. I приложения.

Сталь для валов и цельнокованых роторов выплавляют в мартеновских или электрических печах, и послековки получают требуемую плотность и однородность структуры металла.

Механические свойства, определенные при испытаниях поковки, еще не дают полной гарантии доброкачественности металла, поэтому проводят дополнительно микро- и макроскопические ультразвуковые, перископические и тепловые испытания. Металлографическими (микроскопическими) исследованиями определяют структурные составляющие, их величины и формы расположения, степень загрязненности шлаковыми и другими включениями.

Серные и фосфорные включения, равномерность их распределения по поверхности определяют до травления на флокены.

Поверхность центрального отверстия должна быть тщательно отшлифована для обеспечения перископического осмотра, который проводят для выявления трещин, волосовин, неметаллических включений и т. д.

Тепловому испытанию подвергают все валы и цельнокованные роторы, обработанные с припуском 2—3 мм на сторону, для выявления структурной неоднородности металла и остаточных напряжений. При тепловом испытании определяют способность валов и роторов сохранять прямолинейность оси (не изгибаться в нагретом состоянии).

§ 21

СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ И ВАЛОПОВОРОТНЫЕ УСТРОЙСТВА

Муфты служат для соединения валов многоцилиндровых турбин и вала генератора.

В турбостроении применяют жесткие, полужесткие, кулачковые, зубчатые и гибкие муфты.

Жесткие и полужесткие муфты. Жесткие соединительные муфты состоят из двух полумуфт, соединенных болтами (рис. 172).

Полумуфты могут быть откованы за одно целое с валом; одна из полумуфт откована вместе с валом, а другая насажена на
276

конец вала с натягом; обе полумуфты насажены с натягом на концы соединяемых валов. Концы валов под посадку полумуфт выполняют цилиндрическими или коническими с конусностью 6 : 100. Натяг при посадке полумуфт на концы валов составляет $(0,0003—0,001)d_v$.

Полумуфты, насаженные на цилиндрический или конический концы валов, обязательно крепят гайкой, которую, в свою очередь, стопорят от отворачивания винтом.

Крутящий момент от вала к полумуфте и от нее к следующей полумуфте и на вал передается обычно через две диаметрально расположенные осевые шпонки.

Полумуфты центрируют одну относительно другой с помощью бурта в одной полумуфте и с помощью выточки в другой. Полумуфты соединяют болтами. Чтобы предупредить поломку вала в случае короткого замыкания в генераторе, прочность болтов муфты должна быть в 1,25 раза ниже прочности вала.

Гайки и головки болтов, если позволяет конструкция, стремятся утопить в пазы, которые могут быть цилиндрическими (под одну гайку) или кольцевыми (под все гайки).

Между муфтой любой конструкции и корпусом помещают тонкостенный кожух цилиндрической формы с плоскими торцовыми стенками.

Такой кожух исключает теплообмен между воздухом, нагретым за счет трения при вращении муфт, и подшипниками.

Центровка валов относительно полумуфт должна быть выполнена с высокой точностью (табл. 10).

Жесткая муфта дает возможность установить концы соединяемых валов не в двух, а в одном подшипнике, т. е. в многоцилиндровых турбинах обойтись одним упорным подшипником (см. рис. 127). Жесткие полумуфты просты в изготовлении, надежны в эксплуатации и могут передавать большие крутящие моменты, поэтому они нашли широкое применение в мощных многоцилиндровых турбинах.

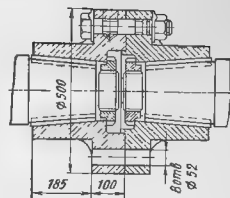


Рис. 172. Жесткая муфта

Т а б л и ц а 10

Допуски для центровки роторов
по полумуфтам, мм

Муфта	Параллельность торцовых поверхностей	Внешие по окружности
Жесткая	0,02—0,03	0,04
Полужесткая	0,05	0,06
Кулачковая и зубчатая	0,08	0,1
Гибкая	0,06	0,08

В турбостроении получили распространение также полужесткие муфты, которые выполняют с од-

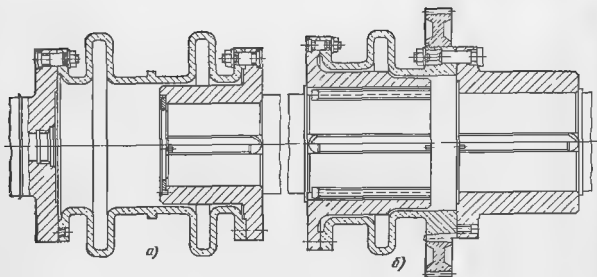


Рис. 173. Полуэластичные соединительные муфты:
а — с двумя волнами компенсатора, б — с одной волной компенсатора

ним или двумя полуэластичными компенсаторами (рис. 173). Такая муфта может передавать большой крутящий момент от вала к валу, допускает незначительное искривление осей соединяемых роторов, которое может возникнуть при эксплуатации турбин. Следует отметить, что при монтаже турбины искривление осей валов недопустимо.

Полуэластичная муфта надежна в эксплуатации благодаря отсутствию в ней сопряженных пар трения. При применении полуэластичных муфт каждый вал устанавливается на две опоры. Такая муфта является жесткой в осевом направлении, поэтому в турбогенераторе применяют лишь один упорный подшипник.

Подвижные муфты. Зубчатые, кулачковые и гибкие муфты относятся к подвижным муфтам (рис. 174, 175). Эти муфты допускают относительное осевое смещение, искривление осей и некоторый эксцентриситет роторов. Каждый из роторов турбогенератора при применении подвижных муфт фиксируется по отношению к статору отдельным упорным подшипником. Подвижное соединение роторов допускает незначительные искривления валов, которые могут возникнуть при эксплуатации турбины. Точность центровки валов в подвижных муфтах при монтаже меньше (табл. 10), чем в жестких и полуэластичных муфтах. Основным недостатком этих муфт, который может вызвать неполадки при эксплуатации турбины, является наличие зубчатого или кулачкового соединения и различного рода пружин, установленных между зубьями полумуфт.

С ростом единичных мощностей турбоагрегатов увеличился и крутящий момент, передаваемый муфтой.

Большая удельная нагрузка на каждый зуб полумуфты затрудняет перемещение одного ротора относительно другого, поэтому в турбинах мощностью больше 100 МВт применяют только жесткие или полуэластичные муфты.

Зубчатые и кулачковые муфты. Зубчатая муфта (рис. 174) состоит из двух полумуфт 1, которые насажены на концы валов с натягом.

Полумуфты 1 на периферической поверхности имеют зубья — обычно эвольвентные (АА) и реже прямоугольные. Обе полумуфты охватываются коронкой 2 (обоймой).

Крутящий момент от одной полумуфты к другой передается через зубчатые зацепления. Удельное давление в зубьях допускается $10\text{--}15\text{ кгс/см}^2$. Зубчатое зацепление находится в масляной ванне. Масло подается из соседнего подшипника турбины в кольцевые маслосборники, откуда под действием центробежных сил по наклонным каналам поступает на зубья. Кулачковая муфта отличается от зубчатой профилем и количеством кулачков; профиль кулачков на звездочках выполняют прямоугольным, а количество кулачков значительно меньше, поэтому кулачковые муфты имеют большую склонность к заклиниванию.

Гибкие муфты. (рис. 175). Каждый из роторов, соединяемый гибкой муфтой, имеет свой упорный подшипник.

Гибкая муфта состоит из двух полумуфт 1 и 3, насаженных на конусные концы валов с натягом, в пазах которых установлена пружина 2, состоящая из нескольких сегментов. В сечении, перпендикулярном оси турбины, пазы между зубьями полумуфт имеют прямоугольную форму. Боковые поверхности зубьев скошены, тем самым создается возможность деформации пружины и достигается переменная жесткость гибкого соединения полумуфт. Такая муфта допускает взаимное осевое смещение роторов до 7 мм.

Валоповоротные устройства. С помощью валоповоротного устройства ротор вращается при пуске и в период остывания турбины после останова. Этим обеспечивается равномерный прогрев и охлаждение ротора.

На рис. 176 показано валоповоротное устройство, широко применяемое в турбинах. Валоповоротное устройство расположено на крышке заднего подшипника турбины и состоит из электродвигателя, червячной 5, 6 и шестерчатой 9, 10 пере-

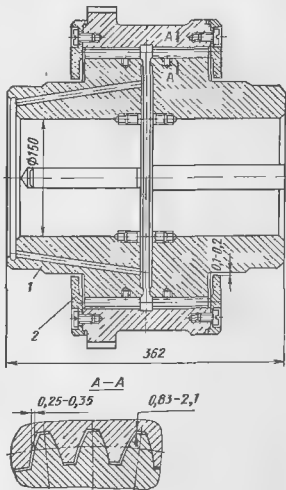


Рис. 174. Зубчатая соединительная муфта НЛЗ

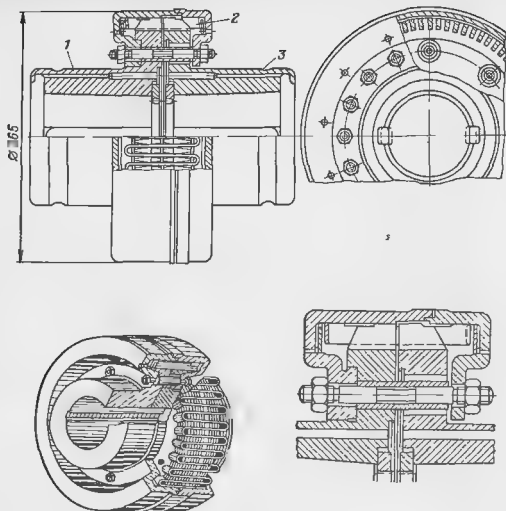


Рис. 175. Гибкая муфта со змеевидной пружиной ЛМЗ

дач, маслопровода с масляным выключателем 15, конечного выключателя 18.

Частота вращения электродвигателя 1440 об/мин, передаточное отношение валоповоротного устройства 244 : 1.

Валоповоротное устройство разрешается включать только при неподвижном роторе турбины. Во время работы механизма подшипники турбоагрегата смазываются маслом, поступающим от пускового масляного турбонасоса, который включается заблаговременно. Система электроблокировки, работающая от контактов реле пуска резервного электронасоса, не допускает включения валоповоротного устройства при отсутствии давления в маслопроводе. При падении давления масла в системе смазки ниже предельного, при котором автоматически включается резервный электронасос, валоповоротное устройство автоматически отключается. Включение валоповоротного устройства производят дистанционно.

Перед включением электродвигателя каретка 11 находится в крайнем левом положении и удерживается в нем двумя боковыми

тормозами 13. Вал 7 червячного колеса 6 вращается по часовой стрелке, если смотреть со стороны червячного колеса. Обгонная каретка 11 с ведущей шестерней 10 при этом перемещается вправо по плицам вала вдоль его оси. Тормозное устройство, состоящее из шкива 12, прикрепленного к ведущей шестерне и нагруженного усилием пружины двух боковых тормозов 13, препятствует враще-

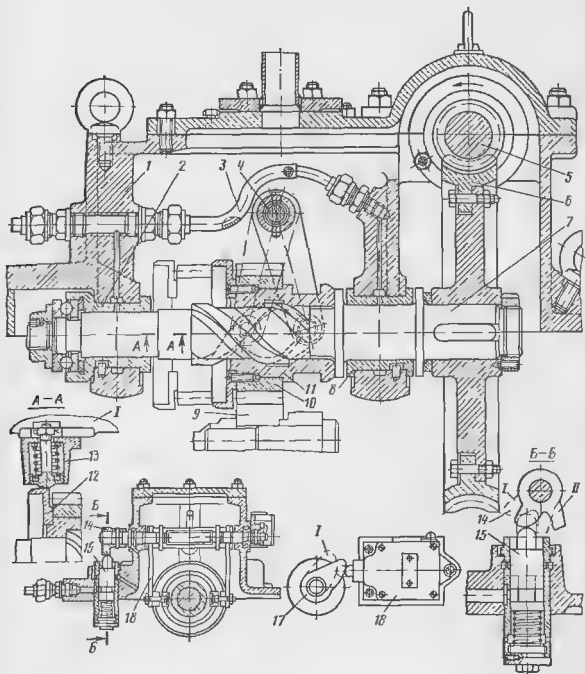


Рис. 176. Валоповоротное устройство турбин НЗЛ:

I — валоповоротное устройство выключено, *II* — то же, включено, 1 — корпус, 2 — опорный упорный подшипник, 3 — масляный трубопровод, 4 — ось рычагов, 5 — червячный вал, 6 — червячное колесо, 7 — вал червячного колеса, 8 — опорный подшипник, 9 — зубчатый венец соединительной муфты турбины, 10 — шестерня, 11 — обгонная каретка, 12 — тормозной шкив обгонной каретки, 13 — боковой тормоз, 14 — кулачок, 15 — масляный выключатель, 16 — двурогий рычаг, 17 — кулачок, 18 — конечный выключатель

нию шестерни вместе с валом и способствует возникновению необходимой осевой силы.

Как только зубья шестерни 10 попадут во впадины зубчатого венца 9 вала турбины, тормозом для вращения каретки 11 становится сам вал. Под действием осевой силы каретка 11 перемещается вправо до упора, затем начинает вращаться вместе с валом 7. При этом на тормозной шкив 12 не действует усилие плунжеров пружин, а зубцы шестерни 10 находятся в зацеплении с зубцами венца 9. С этого момента начинает вращаться ротор.

Подача масла осуществляется следующим образом: обгонная каретка 11 ведущей шестерни 10 связана двумя роликами, входящими в ее ступицу, со сдвоенным рычагом 16. На ось качания 4 рычага 16 насажены два кулачка 14 и 17, передающие осевое движение шестерни: один золотнику масляного выключателя 15, другой — бойку конечного выключателя 18. Кулачок 14 масляного выключателя 15 отжимает вниз золотник, открывая доступ масла к валоповоротному устройству из маслопровода.

При пуске турбины, в момент, когда частота вращения ротора начнет превышать частоту вращения валоповоротного устройства, ведущим становится зубчатое колесо вала. На обгонную каретку 11 начинает действовать осевое усилие, перемещающее ее влево, в нерабочее положение (выводит из зацепления с зубчатым венцом 9). При движении каретки 11 влево рычаг 16 с помощью кулачка 17 и конечного выключателя переключает двигатель. Шестерня 10 выходит из зацепления с муфтой, и при достижении шестерней крайнего положения электродвигатель автоматически останавливается. Одновременно выключается система смазки.

ПРИЛОЖЕНИЕ

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ВЛИЯНИИ ТЕМПЕРАТУРЫ НА ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МЕТАЛЛОВ

Металл элементов турбин, работающих в условиях высоких температур потока пара, должен быть жаростойким — способным противостоять химическому разрушению поверхности под воздействием горячего потока.

Поэтому в первую очередь металл выбирают исходя из требований жаростойкости, а затем — по механическим свойствам.

Скорость и степень развития окисления стали зависят от температуры, скорости и давления пара, длительности работы, химического состава стали, состава и физических свойств образующейся окалины. Для жаростойкости стали исключительное влияние имеют свойства покрывающей металл окисной пленки. Основными элементами, способствующими созданию защитных пленок, являются хром, кремний и алюминий. Из них наибольшее значение имеет хром, окислы которого более близки к окислам железа, никеля, кобальта.

Ниже приведены предельные температуры (°С) применения различных металлов в условиях длительной ползучести:

Углеродистые стали	450
Молибденовые и хромомолибденовые стали перлитного класса	480—510
Жаропрочные перлитные стали на базе $Mo-V$, $Cr-Mo-V$, $Cr-Mo-W-V$	535—580
Нержавеющие хромистые стали мартенситного класса на базе 12% Cr	До 600
Аустенитные стали	600—750

Введение одного или нескольких легирующих компонентов в состав сталей значительно улучшает их свойства.

Хром (Х) — увеличивает твердость, прочность, коррозионную стойкость, несколько уменьшает пластичность. Большое содержание хрома в стали делает ее нержавеющей.

Никель (Н) — придает стали высокую прочность и пластичность, повышает ударную вязкость, увеличивает прокаливаемость. Большое содержание никеля в стали делает ее немагнитной, уменьшает коэффициент линейного расширения.

Вольфрам (В) — образует с углеродом стали очень твердые соединения (карбиды), резко увеличивающие ее твердость и красностойкость.

Ванадий (Ф) — увеличивает плотность стали, измельчает зерно и повышает твердость и прочность.

Кобальт (К) — увеличивает ударную вязкость, жароупорность и магнитные свойства стали.

Молибден (М) — повышает упругость, прочность, красностойкость и окалиностойкость стали; является одним из главных элементов, определяющих теплоустойчивость сталей.

Титан (Т) — повышает прочность и плотность стали, измельчает зерно, улучшает обрабатываемость и коррозионную стойкость.

Ниобий (Б) — увеличивает кислотостойкость и коррозионную стойкость.

Алюминий (А) — повышает жаростойкость и окалиностойкость.

Медь (Д) — увеличивает антикоррозионные свойства стали.

Легируемые стали маркируют. Первая цифра марки стали указывает содержание углерода в сотых долях процента. Затем следуют буквы, характеризующие содержание в стали легирующих элементов. Если содержание легирующего элемента больше 1%, то за соответствующей буквой стоит цифра, указывающая среднее содержание данного химического элемента в целых процентах. Например, сталь марки 12ХНЗА содержит 0,12% углерода, 1% хрома, 3% никеля; буква А указывает на то, что сталь высококачественная.

Высоколегированные аустенитные хромоникелевые, хромоникелевольфрамовые, хромоникелемолибденовые и другие стали применяют в турбостроении при температурах выше 580° С. Они обладают высокой жаропрочностью, но некоторые из них обнаруживают склонность к коррозионному разрушению, развивающемуся главным образом по границе зерен металла.

Для предотвращения межкристаллитной коррозии в состав аустенитных сталей вводят титан, ниобий, тантал. Снижение содержания углерода также понижает межкристаллитную коррозию аустенитных сталей.

При длительном воздействии высоких температур кристаллы цементита постепенно из пластинчатой формы превращаются в округлые частицы — сферонды. Сфероидизация снижает прочность, теплоустойчивость и увеличивает скорость ползучести сталей. В углеродистых сталях сфероидизация протекает с ощутимой скоростью при работе деталей с температурой выше 480° С. Добавка хрома и молибдена в низколегированные стали повышает устойчивость перлита (при температуре выше 500° С).

Графитизация, связанная с распадом карбида Fe_3C и выделением свободного углерода при воздействии температур, наблюдается у серых чугунов, работающих при температурах ниже 370° С в атмосфере перегретого пара, у углеродистых сталей, начиная с $\approx 470^\circ C$, у молибденовых сталей при 500° С. Процесс графитизации в сталях протекает медленно, и только через несколько лет службы детали можно при исследовании заметить выделения графита.

Карбидообразующие элементы — марганец, молибден, титан, бор, ниобий и особенно хром препятствуют процессу графитизации, а углерод, кремний, никель и алюминий являются элементами, способствующими графитизации.

При длительном воздействии высоких температур (400—550° С) некоторые перлитные и аустенитные стали приобретают хрупкость, которая им несвойственна при нормальных температурах (20° С). Она выражается в снижении ударной вязкости по сравнению с первоначальной. Это явление носит название тепловой хрупкости и может оказаться весьма опасным в определенных условиях работы детали, связанных с наличием ударных нагрузок и концентрации напряжений.

Жаропрочность — свойство металлов при высоких температурах сопротивляться деформации и разрушению при действии напряжений. Основными характеристиками жаропрочности являются предел ползучести $\sigma_{пл}$ и предел длительной прочности $\sigma_{дл}$. Жаропрочность зависит от химического состава и технологии изготовления сплава.

Ползучесть — свойство металлов медленно и непрерывно пластически деформироваться (ползти) при статическом нагружении в условиях длительной работы при высоких температурах, даже в тех случаях, когда действующие напряжения ниже предела текучести металла при данных температурах. При нормальной температуре (20° С) прочность зерен металла меньше, чем прочность сцепления между зернами. Разрушение металла поэтому происходит по зерну и является внутрикристаллическим. С повышением температуры прочность зерен уменьшается, но одновременно с большей скоростью уменьшается прочность по границам зерен. Разрушение металла после длительной обработки в условиях ползучести происходит, обычно, по границам зерен.

Критерием оценки сопротивления металла ползучести служит условный (технический) предел ползучести $\sigma_{пл}$ — напряжение, при котором деформация ползучести за определенный промежуток времени в условиях постоянной температуры достигает некоторой условной (допустимой) величины. В турбостроении такой заданной деформацией принято считать 1%, а сроком службы 100 тыс. ч, т. е. деформацию с установившейся скоростью ползучести 10^{-2} мм/мм·ч.

Предел длительной прочности $\sigma_{дл}$ — напряжение, которое в условиях ползучести приводит к разрушению в течение заданного промежутка времени; этим заданным временем принято считать также 100 тыс. ч работы.

Предел ползучести и предел длительной прочности являются совершенно различными прочностными характеристиками металлов, дополняющими одна другую. Предел ползучести характеризует сопротивление материалов пластической деформации, а предел длительной прочности является характеристикой сопротивления материала разрушению.

При релаксации напряжений суммарное напряжение уменьшается при постоянстве суммарной начальной деформации, при ползучести напряжение постоянно, а деформация увеличивается.

При релаксации

$$\delta_p = \delta_y + \delta_o + \text{const},$$

где δ_y , δ_o , δ_p — соответственно упругая, остаточная, начальная суммарная деформации.

Падение напряжений возможно только за счет уменьшения δ_y и соответствующего увеличения δ_o . Общая пластическая деформация при релаксации значительно меньше, чем при ползучести.

Явление релаксации можно наблюдать в шпильках фланцевых соединений. С течением времени при высоких температурах упругая деформация материала шпилек переходит в пластическую и их натяг снижается. Фланцевые соединения поэтому приходится периодически перетягивать. Во всех деталях, работающих в состоянии напряженных посадок, при длительном воздействии температур наблюдается релаксация, снижающая напряженность посадки (например, в рабочих дисках или втулках, насаженных на вал).

Процесс релаксации напряжений наиболее интенсивно протекает в первые часы нагружения, после чего устанавливается относительно невысокая скорость деформации. Пределом релаксации называется напряжение, соответствующее заданной скорости релаксации.

Известны сплавы, показывающие высокое сопротивление ползучести, но обладающие очень низкой релаксационной стойкостью. Релаксационная стойкость зависит от структуры стали, от ее термической обработки. С увеличением размера зерна металла релаксационная стойкость увеличивается.

Т а б л и ц а 1

СВОЙСТВА СТАЛЕЙ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ТУРБОСТРОЕНИИ

Марка стали	Механические свойства при 20° С					Длительные прочностные свойства			Примечание
	$\sigma_{0.2}$, кгс/мм ²	σ_B , кгс/мм ²	δ , %	ψ , %	σ_{H^*} , кгс/мм ²	t , °С	$\sigma_{дл}$, кгс/мм ²	$\sigma_{пл}$, кгс/мм ²	
Элементы статора									
20	22	44	24	53	5,5	350	15	9	Корпуса цилиндров клапанных и сопловых коробок
25Л	24	45	19	30	4	350	25	9	
20ХМФЛ	32	50	20	25	3,5	535	10	6	
15Х1М1ФЛ	35	50	14	30	3	565	9	5	
15Х2М2ФБСЛ	40	60	14	35	3	580	8	4	
15Х11МВФЛ	50	60	15	50	5	580	9	5	Крепежные детали
08Х16Н13М2В	24	55	40	50	8	600	14	9	
ХН35ВТ	40	75	15	35	6	650	13	9	
35ХМ	90	105	12	45	8	400	23	11	
25Х2М1Ф	70	85	14	50	6	525	20	—	
						550	14 (13)	7	
20ХМ	36	55	16	40	6	470	18	11	Тело и обод диафрагмы
12ХМФ	28	47	20	50	5	500	12	7	
15Х1М1Ф	35	58	16	45	4	565	7	5	
						565	8	6	
						580	7	4	
Элементы ротора									
45	32	58	18	38	4	—	—	—	Диски
40Х	40	60	17	40	4	—	—	—	
34ХН1М	70	83	12	40	5	—	—	—	
34ХН3М	80	83	12	40	5	—	—	—	
12Х13	45	63	20	50	8	400	25	12	Направляющие и рабочие лопатки, валы, цельнокованные сварные роторы
						450	22	10	
20Х13	50	70	18	60	7	400	25	13	
						450	26	12	
15Х11МФ	50	70	16	55	6	550	13	9	
						550	22	10	
15Х12ВНМФ	75	89	15	55	9	565	20	8	
						580	16	7	

Примечание. Предел длительной прочности $\sigma_{дл}$ приведен для 100 тыс. ч работы гладких образцов, а предел ползучести $\sigma_{пл}$ — для деформации, равной 1% за 100 тыс. ч работы.

Показателем способности стали к деформированию и перераспределению напряжений, особенно при наличии концентраторов напряжений, является пластичность, которая определяется величиной относительного удлинения при длительном разрыве. Для обеспечения запаса пластичности обычно принято считать необходимым иметь при длительном разрыве в течение нескольких тысяч часов удлинение не менее 2—3%. Для лопаток и для ряда других деталей турбины большое значение имеет величина предела усталости при рабочей температуре.

В табл. 1 приведены свойства сталей, применяемых в турбостроении.

Серый чугун применяется для отливок деталей статора турбин; он обладает чрезвычайно низкими пластическими характеристиками. Распределенные по всей массе металла включения графита, которые являются как бы трещинами или пустотами, могут быть равномерно-пластинчатыми, розеточными, первичными (очень крупными), дендритообразными и округлыми. Плотность графита ($\rho = 2,2 \div 2,3 \text{ г/см}^3$) значительно ниже плотности чугуна ($\rho = 7,8 \div 7,9 \text{ г/см}^3$), поэтому, например, 2,5—3% графита в чугуне занимает 8,5—10% его объема. На образование различной структуры чугуна основное влияние оказывает химический состав, главным образом содержание углерода и кремния и скорость охлаждения, которая зависит от толщины стенок отливки. Качественные чугуны для литья средней массивности получают при содержании в нем 2,8—3,5% С и 0,8—2,5% Si.

Существенным недостатком серых чугунов является рост чугуна, который заключается в медленном и необратимом увеличении объема серых чугунов при нагреве выше 400° С. Степень роста чугуна пропорциональна температуре и времени (числу нагревов). При температурах ниже 315—370° С явление роста почти не наблюдается. Однако в присутствии корродирующих веществ, например, в атмосфере перегретого пара, рост встречается и при более низких температурах, поэтому чугунное литье чаще всего употребляется для работы в паровой среде с температурой до 260° С. Причина роста чугуна при длительном воздействии высоких температур заключается в структурных изменениях — распаде цемента Fe₃C с образованием свободного углерода в форме графита и внутреннем окислении. Следствием роста является увеличение объема деталей, выполненных из чугуна, уменьшение прочности и увеличение хрупкости.

Все факторы, уменьшающие графитообразование и окисление при высоких температурах, способствуют устойчивости чугуна против роста. К ним относятся легирование чугуна хромом, молибденом, уменьшение содержания кремния и модификация чугуна — специальная обработка чугуна в процессе его выплавки. Модификация улучшает свойства чугуна, способствует получению однородных перлитных или перлитно-сорбитовых структур во всех сечениях отливки и уменьшает в 1,5 раза склонность к росту.

Серые чугуны высокой прочности марок СЧ 28-48, СЧ 32-52, СЧ 35-56, СЧ 38-60 относятся к группе модифицированных чугунов. В марке отливок буквы СЧ означают серый чугун, первое число — предел прочности на растяжение σ_B в кгс/мм², второе — предел прочности на изгиб $\sigma_{из}$ в кгс/мм².

Механические свойства серых чугунов приведены в табл. 2.

Т а б л и ц а 2

МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СЕРЫХ ЧУГУНОВ

Марка чугуна	σ_B , кгс/мм ²	$\sigma_{из}$, кгс/мм ²	Стрела прогиба при изгибе, при расстоянии между опорами, мм		Твердость, НВ
			600	300	
СЧ 15-32	15	32	8	2,5	163—220
СЧ 18-36	18	36	8	2,5	170—220
СЧ 21-40	21	40	9	3	180—207
СЧ 24-44	24	44	9	3	187—217
СЧ 28-48	28	48	9	3	170—241

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вукалович М. П., Новиков И. И. Термодинамика. М., «Машиностроение», 1972. 671 с.
2. Дейч М. Е., Филиппов Г. А., Лазарев Л. Я. Атлас профилей решеток осевых турбин. М., «Машиностроение», 1965. 96 с.
3. Жирицкий Г. С., Стрункин В. А. Конструкции и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин. М., «Машиностроение», 1968. 520 с.
4. Кириллов И. И. Теория турбомашин. Л., «Машиностроение», 1972. 536 с.
5. Кириллов И. И., Яблоник Р. М. Основы теории влажнопаровых турбин. Л., «Машиностроение», 1968. 264 с.
6. Паровые и газовые турбины. Атлас конструкций. Л., «Машиностроение», 1970. 124 с. Авт.: Арсеньев Л. В. и др.
7. Прочность паровых турбин. М., «Машиностроение», 1973. 456 с. Авт.: Шубенко-Шубин Л. А. и др.
8. Сичиков М. Ф. Металлы в турбостроении. М., «Машиностроение», 1974. 288 с.
9. Смоленский А. Н. Конструкция и расчет деталей паровых турбин. М., «Машиностроение», 1964. 468 с.
10. Шварц В. А. Конструкции газотурбинных установок. М., «Машиностроение», 1970. 436 с.
11. Щегляев А. В. Паровые турбины. М., «Энергия», 1967. 368 с.